

Erkki Huhtala

TAITETTAVA KOLAKULJETIN

TAITETTAVA KOLAKULJETIN

Erkki Huhtala Rko2sa
Opinnäytetyö
Kevät 2017
Kone- ja tuotantotekniikka
Oulun ammattikorkeakoulu

TIIVISTELMÄ

Oulun ammattikorkeakoulu
Kone- ja tuotantotekniikan koulutusohjelma

Tekijä: Erkki Huhtala

Opinnäytetyön nimi: Taitettava kolakuljetin

Työn ohjaaja: Timo Broström

Työn valmistumislukukausi ja -vuosi: Kevät 2017

Sivumäärä: 46 + 2 liitettä

Työn tavoitteena oli taivutettavan kolakuljettimen suunnittelu ja prototyyppin valmistus. Asiakkailla on ollut pitkään tarve saada nostettua koneella prosessoitu eläinrehu korkeammalle silloihin säilöttäväksi kuin tieliikenteessä käytettävällä laitteistolla on ollut mahdollista. Kuljettimen kokonaiskorkeus on tähän asti ollut esteenä kuljettimen jatkamiselle.

Opinnäytetyön alkuvaiheessa ideoitiin useita toteutusmahdollisuuksia laitteistolle. Ideoidut valmistusvaihtoehdot pisteytettiin ja eniten pisteitä saanut vaihtoehto suunniteltiin ja rakennettiin. Pisteytykseen vaikuttivat monet tekijät, kuten uutuuden viehätys. Nykypäivän trendi on toimialasta riippumatta käytön yksinkertaisuus, ja käyttäjän näkökulmasta katsottuna laitteisto tulee saattaa käyttökuntoon ilman suuria toimenpiteitä.

Toteutukseen valitun mallin suunnittelu aloitettiin punnitsemalla nykyisen kuljettimen komponenttien massat. Massojen perusteella kartoitettiin laitteistoon kohdistuvat voimat lujuuslaskelmien avulla. Laskelmat kohdistettiin laitteiston kriittisimpiin komponentteihin ja niiden perusteella valittiin valmistusmateriaalit sekä niiden vahvuudet.

Laskelmien perusteella kuljettimesta muodostettiin 3D-malli, Solidworks suunnitteluohjelman avulla. Mallinnuksessa saatiin kokonaiskuva hahmotettua tuotteesta sekä pystyttiin tarkastelemaan komponenttien keskinäistä sopivuutta. Mallinnuksen jälkeen laitteistosta laadittiin valmistuspiirustukset. Laitteistolle suunniteltiin myös alustava hydraulikkakaavio erillisenä järjestelmänä, sillä laitetta tullaan käyttämään monissa tehtaan valmistamissa konemalleissa.

Prototyyppi rakennettiin kesän 2016 lopulla, jolloin laitetta voitiin kokeilla myös käytännössä. Koekäytön myötä päästiin toteamaan ketjun käyttäytyminen kolakuljettimen taittovaiheessa, mitä ei mallinnuksessa järkevin menetelmin pystytty toteuttamaan. Kuljettimen toimivuus osoittautui lupaavaksi, joskin muutamia korjauksia tullaan tekemään ennen sarjatuotannon aloittamista. Laskelmien mukaiset linjalaakerit korvataan liukumuveilla, sillä koneessa käytettävät kemikaalit voivat syövyttää laakerit käyttökelvottomiksi jo hyvin lyhyen käyttöajan jälkeen.

Asiasanat: kolakuljetin, taitettava elevaattori, elevaattori

ABSTRACT

Oulu University of Applied Sciences
Mechanical and Production Engineering

Author: Erkki Huhtala

Title of thesis: Folding scraper conveyor

Supervisor: Timo Broström

Term and year when the thesis was submitted: Spring 2017 Number of pages: 46 + 2 appendices

The aim of this thesis was to plan a folding conveyor and to make its prototype.

For a long time farmers have needed a device that will help in putting the processed forage for animals in silos with considerable heights. The problem they faced was the height of the elevating device. It was not possible to make the device high enough because it became too high to transport on public roads. That is why a folding conveyor was needed.

From among the different ideas on how to implement the principle of a folding conveyor -which are presented in this thesis- one was chosen. Based on the components' masses, the forces applied were calculated and based on these calculations the type of materials needed for production were chosen according to their dimensions' and resistance.

From this conveyor initial design, a 3D model was created using Solidworks, the overview of future product model was outlined, and it was possible to look at the suitability of the components. After modeling the conveyor, technical drawings were compiled, in addition to an initial hydraulic system diagram that was designed separately because the device will be used in several models made in this factory.

The prototype was built at the end of summer 2016. The testing stage showed the behavior of the chain when the conveyor was tilted. The functionality of the device is promising though a few modifications will be made before serial production.

Keywords: scraper conveyor, folding elevator, elevator

Sisällys

1	JOHDANTO	7
1.1	Aimo Kortteen Konepaja Oy	7
1.2	Työn tausta ja tavoite	7
1.3	Kolakuljetin	8
2	KOLAKULJETTIMEN LÄHTÖTILANTEEN KARTOITTAMINEN	9
2.1	Kolakuljettimen rakenne	9
2.2	Tehtaan antamat tavoitteet kolakuljettimelle	10
3	IDEOINTI JA KEHITTÄMISVAIHE	11
3.1	Konstruktiovaihtoehdot	11
3.1.1	Vaihtoehto 1	11
3.1.2	Vaihtoehto 2	12
3.1.3	Vaihtoehto 3	13
3.1.4	Vaihtoehto 4	14
3.2	Konstruktion pisteytys	15
3.2.1	Vaihtoehto 1	15
3.2.2	Vaihtoehto 2	16
3.2.3	Vaihtoehto 3	16
3.2.4	Vaihtoehto 4	16
3.3	Konstruktion valinta	16
4	VALITUN MALLIN SUUNNITTELU	17
4.1	Valittu toteutusvaihtoehto	17
4.2	Taittomekanismiin kohdistuvien voimien alustava mitoittaminen	18
4.2.1	Voimat ja momentti	19
4.2.2	Nivelen akselin halkaisijan laskenta	21
4.2.3	Hammaspyörien mitoittaminen	22
4.2.4	Sylinterin mitoittaminen	27
4.2.4.1	Sylinterin voimantarve ja männän halkaisija	28
4.2.5	Sylinterin liikepituus	31
4.2.6	Lineaarilaakereiden mitoittaminen	33
5	HYDRAULIIKKA	36
6	KOKOONPANOKUVAT	38
7	PROTOTYYPIN VALMISTUS	41

8	YHTEENVETO	43
9	KEHITYSEHDOTUKSET	44
	LÄHTEET	45
	LIITTEET	47

1 JOHDANTO

1.1 Aimo Kortteen Konepaja Oy

Aimo Kortteen Konepaja Oy on Ylivieskassa toimiva maatalouskoneita valmistava yritys. Yrityksen toiminta on lähtökohtaisesti rakennettu palvelemaan maatalouden ammatinharjoittajien toimintaa. Yrityksen erikoisosaaminen on kuivan ja kostean rehuviljan käsittelyyn ja säilöntään tarkoitettujen koneiden ja laitteiden valmistus. (1.)

Valssimyllyn valmistus alkoi 1969, jolloin ensimmäinen valssimylly valmistui Kortteen oman ja naapuritilan yhteiskäyttöön. Koneiden sarjatuotanto käynnistyi vuonna 1971. Yritys solmi yhteistyösopimuksen Keskon kauppiaiden kanssa, jotka aloittivat koneiden verkostomyyntin kotimaahan Murska-nimellä 1974. Yhteistyö K-ryhmän kanssa syventyi vuonna 1980, jolloin Kesko otti myyntiin myös Raju-vanteet. (1.)

Nykyisen värityksen valssimyllyt ovat saaneet Keskon ja Lahden muotoiluinstituutin kanssa tehdyssä tuotekehitysprojektissa, joka käynnistettiin 1996. Ensimmäiset vientikaupat on tehty 1980-luvun alussa. Nykyisin yrityksen tuotannosta suurin osa menee vientiin, sillä Suomessa ei ole kausiluonteiselle koneille riittävästi kysyntää. (1.)

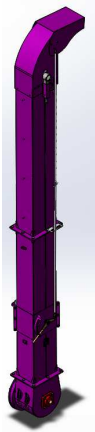
1.2 Työn tausta ja tavoite

Opinnäytetyössä keskitytään kolakuljettimen uudistamiseen. Kolakuljetin valmistetaan 2:sta 1,5m:n mittaisesta putkiprofiilista 3m pituiseksi kuljettimeksi. Paljoakaan pidempänä kuljetinta ei nykyisellä valmistusmenetelmällä voida tieliikenteessä käyttää ja näin ollen kuljetin halutaan saada pienempään tilaan koneen siirtojen ajaksi. Kolakuljetin on ollut tehtaalla pitkään tuotannossa ja sen käyttämistä pidetään edelleen hyvänä vaihtoehtona nostettaessa eläinrehua yli 45°:n kulmassa. Tehtaalla on myös tarjolla vaihtoehtoisia kuljettimia uudempiin myllymalleihin. Telialustalla oleviin koneisiin on saatavilla taitettava matto- tai ruuvikuljetin. Ruuvikuljetinta käytetään myös kilpailevien yritysten valmistamissa koneissa. Sen heikkoutena on kuitenkin materiaalin siirtokapasiteetti. Ruuvikuljetin on parhaimmillaan siirrettäessä kuivaa viljaa. Valssimyllyä käytettäessä

viljankorjuu voidaan suorittaa aikaisemmin, jolloin ravintoarvo on huipussaan ja viljan kosteus on 35–40 %. Prosessoituun viljaan lisätään säilöntäainetta ja tarvittaessa vettä viljan kosteuttamiseksi. Ruuvikuljettimella kosteuden lisääntyminen vähentää siirtokapasiteettiä ja voi myös tukkia kuljettimen. Ruuvikuljettimen siirtokapasiteetti vaakatasossa on 100 %. Nostettaessa kuljetin 45°:n kulmaan on sen siirtoteho noin 70 % ja 90°:n kulmassa noin 30 %. (2, s. 134–135.) Kolaikuljettimen uudistuksen yhtenä perusteena pidetään myös jo markkinoilla olevien koneiden päivitysmahdollisuutta.

1.3 Kolakuljetin

Kolakuljetinta käytetään melkein jokaisessa tehtaan myllymallissa. Opinnäytetyössä tullaan perehtymään koneissa käytetyn kolakuljettimen uudistamismahdollisuuteen (kuva 1). Kolakuljetin siirtää litistysprosessin jälkeen eläinrehun etäämmälle koneesta. Asiakstarpeiden vuoksi 3m:n mittaista kuljetinta tulisi jatkaa entisestään.



KUVA 1. Kolakuljetin 3 m.

Nykyisin asiakkaille on tarjolla kolakuljettimeen jatkoja (KUVA 2). Käytäntö ei kuitenkaan palvele asiakkaan tarpeita täydellisesti, koska kuljetinta jatkettaessa korkealle ulottuva kuljetin siirtokuljetuksissa voi tarttua tien ylitse kulkeviin puhelin- ja voimalinjoihin.



KUVA 2. Kolakuljettimen jatko.

2 KOLAKULJETTIMEN LÄHTÖTILANTEEN KARTOITTAMINEN

2.1 Kolakuljettimen rakenne

Kolakuljetin valmistetaan tehtaalla ketjua lukuun ottamatta itse, tosin ketjuakin varustellaan vielä tuotteeseen soveltuvaksi tehtaan omilla varusteilla. Kolakuljettimen tarkoituksena on koneen prosessoiman eläinrehun siirtäminen. Kuljettimen rakenne koostuu lähinnä levy- ja akselimateriaaleista. Kuvassa 3 on Murska 2000 mylly varustettuna 3 m:n kolakuljettimella. Kuvasta poiketen kolakuljettimen ulkokuori valmistetaan nykyisin 1,5 m:n pituisina elementteinä ja kiinnitetään toisiinsa laippaliitoksilla (KUVA 1). Kuljetinta käytetään myös muissa tehtaan konemalleissa.



KUVA 3. Murska 2000 s 2x2 (1).

2.2 Tehtaan antamat tavoitteet kolakuljettimelle

Asiakaspalautteen perusteella on ollut pitkään tiedossa tarve saada nostaa valmista eläinrehua korkeammalle kuin se tieliikenteeseen sallituilla koneilla on ollut mahdollista. Tehdas on aiemmin tarjonnut asiakkailleen mahdollisuuden jatkaa kolakuljetinta siihen tarkoitetuilla lisäosilla. Muutoksen jälkeen kuljettimen korkeuden vuoksi tiellä liikkuminen on ollut mahdotonta, koska esimerkiksi puhelin- ja voimalinjat tarttuisivat kolakuljettimeen kiinni. Myös eri maiden lait määrittelevät eri tavalla, kuinka korkea tiellä liikkuva yhdistelmä saa enintään olla.

Tehtaan tavoitteena on uudistaa kuljettimen toimintamalli mahdollisimman helppokäyttöiseksi ja nopeaksi. Muutosten tavoitteena on palvella asiakasta ja mahdollistaa kuljettimen vaivaton käyttöönotto ja takaisin kuljetusvalmiuteen saattaminen mahdollisimman vähin työkaluin ja ponnisteluin. Osa asiakkaista käyttää konetta urakointipalveluissa, minkä johdosta sen käyttöönotto pitäisi onnistua mutkattomasti.

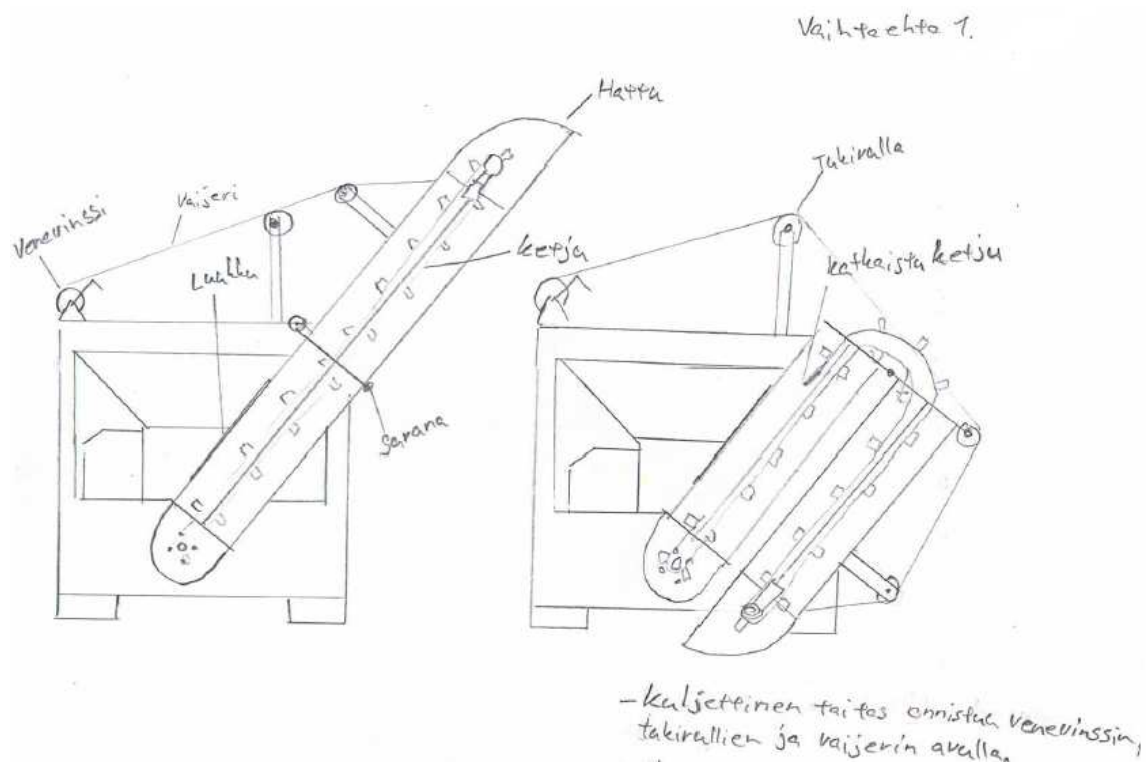
3 IDEINTI JA KEHITTÄMISVAIHE

3.1 Konstruktiovaihtoehdot

Alussa selvitettyjen tehtaan tarpeiden ja toiveiden mukaisesti ideoidaan muutamia erilaisia valmistusmahdollisuuksia. Jokaisen vaihtoehdon kohdalla tarkastellaan luonnoksesta pääpiirteittäin millaisia etuja, vaaroja tai haittoja luonnos pitää sisällään. Vaihtoehdot on lähtökohtaisesti koottu tehtaan henkilöstön ja projektiin liittyvien henkilöiden antamien ajatuksien mukaisesti omiksi luonnoksiksi.

3.1.1 Vaihtoehto 1

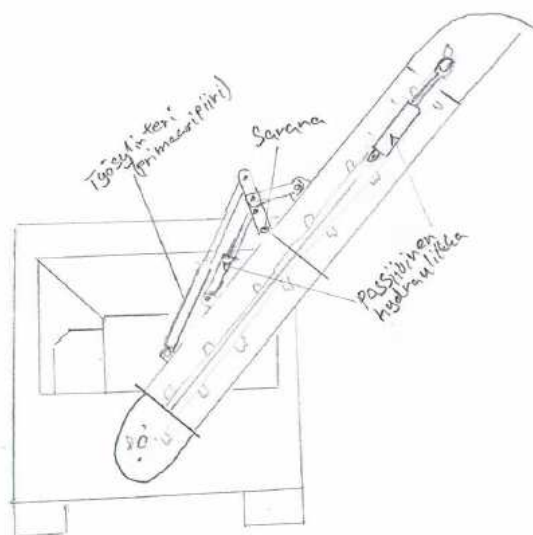
Kolakuljettimeen lisätään sarana liitoskohtaan ja avattava luukku kylkeen, jotta ketju saadaan katkaistua ennen kuljettimen taittamista kuljetusasentoon. Kuljetusasentoon taittamisessa apuvälineenä käytetään venevinssiä, joka ottaa vastaan kuljettimen massan. Käyttöasentoon saattaminen tapahtuu käänteisessä järjestyksessä. Venevinssin sinkkivaijeria ohjataan tukipyörien avulla. Vaihtoehdon toimintaperiaate on esitetty kuvassa 4.



KUVA 4. Luonnos 1.

3.1.2 Vaihtoehto 2

Kolakuljettimen taitoskohtaan lisätään sarana ja kaksi eri hydraulikkapiiriä, joista toinen on passiivinen ja löysää ketjua tarpeen mukaan primaaripiiriin taittaessa kolakuljetinta kuljetusasentoon. Käyttövoima hydraulikalle otetaan konetta pyörittävästä traktorista. Passiivinen hydraulikkapiiri sisältää oman käsikäyttöisen pumpun ja painemittarin, joiden avulla oikea ketjunkireys saadaan säädetyksi. Kolakuljettimen kokonaisrakennetta joudutaan vahvistamaan hydraulikasta aiheutuvien voimien johdosta. Passiivisen hydraulikan ideana on, ettei järjestelmän öljymäärä muutu, vaan siirtyy sylinteristä toiseen primaaripiiriin liikkeen mukaisesti. Vaihtoehdon toimintaperiaate on esitetty kuvassa 5.

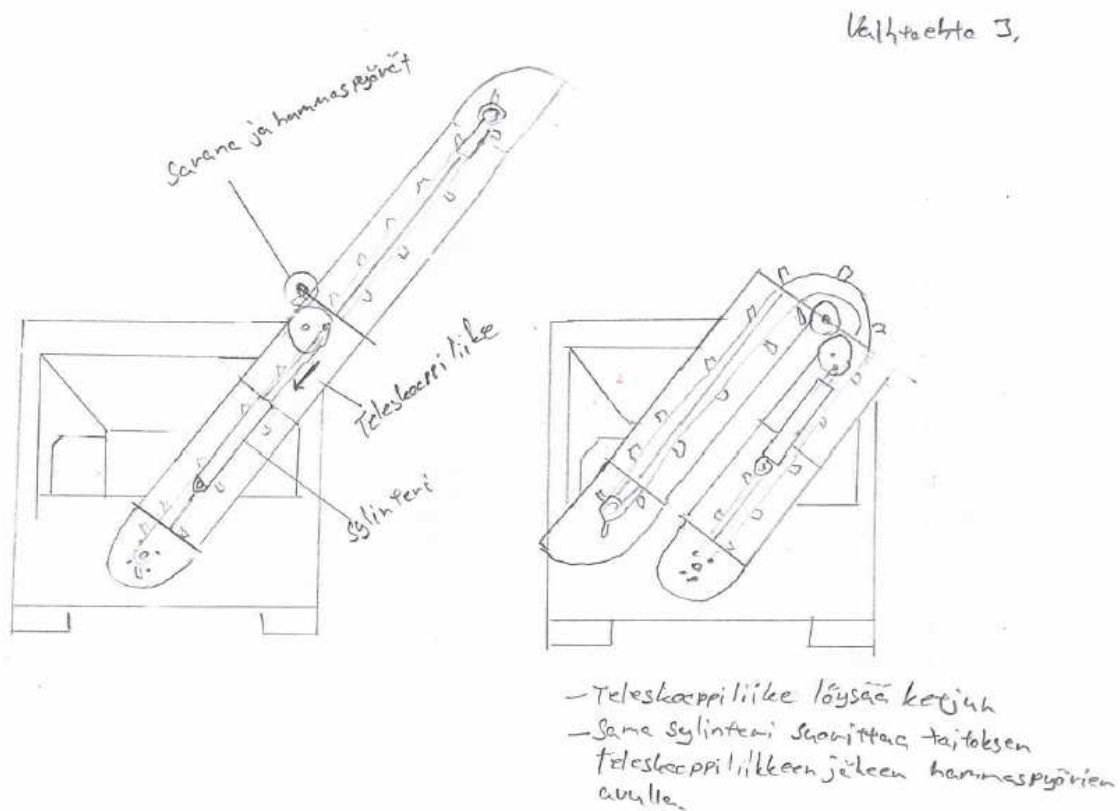


- Passiivinen hydraulikka: Painostetaan käsipumpulla, joka huolehtii ketjun kireyden sekä lyhentymistarpeen taittaessa.
- Ketjua ei tarvitse laakasta.

KUVA 5. Luonnos 2.

3.1.3 Vaihtoehto 3

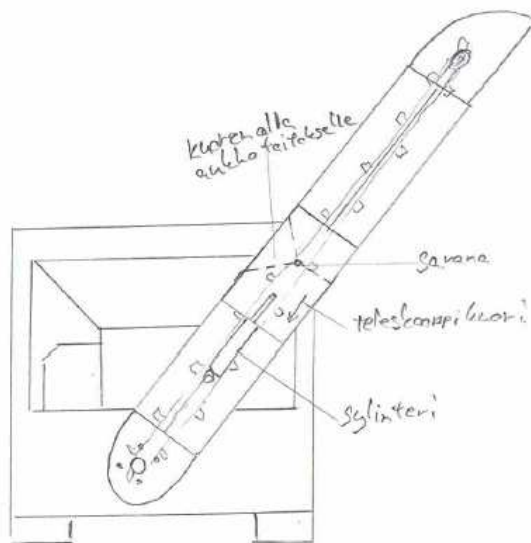
Kolakuljettimen nykyistä rakennetta muutetaan siten että, sen runkoon lisätään teleskooppiominaisuus, joka mahdollistaa rakenteen lyhenemisen osittain päällekkäin. Pituus lyhenee niin, että käytössä oleva ketju löystyy ja rungon taittaminen on mahdollista. Toiminto suoritetaan yhden sylinterin ja hammaspyörien saranatoiminnolla. Kolakuljettimen alaosa joudutaan vahvistamaan hydrauliiikan ja liukupinnan kiinnittämisen vuoksi. Kuljetusasentoon laitettaessa sylinterin lineaarinen työliike höllentää ensin ketjun ja sen jälkeen tekee hammaspyöräparin avulla taittoliikkeen. Lineaari- ja taittoliikkeen vaiheistaminen suoritetaan erillisen ohjausraudan avulla. Käyttöasentoon saattaminen suoritetaan käänteisessä järjestyksessä. Vaihtoehdon toimintaperiaate on esitetty kuvassa 6.



KUVA 6. Luonnos 3.

3.1.4 Vaihtoehto 4

Kolakuljettimen rakenteen keskelle sijoitetaan sarana, jolloin kolakuljetinta taitettaessa sarana toimisi ketjun kannattimena. Ulkokuori liikkuu liitoskohdassa teleskooppimaisesti siirtyen sivuun ennen taittamisen aloittamista. Taittaminen tapahtuu hydraulikan avulla, kuten ulkokuoren sivuun siirtäminenkin. Kolakuljettimen kokonaisrakenne tulee vahvistaa hydraulikan käytön takia. Vaihtoehdon toimintaperiaate on esitetty kuvassa 7.



Vaihtoehto 4.

- Taittamisen etäajettui ketjua tarvitse löysätä
- yli 90°-asteen taitos
Suurentaa aukon kokoa merkittävästi.
- Teleskooppikuori siirtyy taitos-
kohdasta sivuun taittamisen
mahdollistamiseksi

KUVA 7. Luonnos 4.

3.2 Konstruktion pisteytys

Toteutuskelpoisista vaihtoehtoista kootaan taulukko, jossa eri vaihtoehdot pisteytetään. Parhaat pisteet saanut vaihtoehto toteutetaan (TAULUKKO 1).

TAULUKKO 1. Vaihtoehtojen pisteet 1-5 p.

Kriteerit				
	Vaihtoehto 1	Vaihtoehto 2	Vaihtoehto 3	Vaihtoehto 4
Toimivuus	3	4	4	4
Toteutusmahdollisuus	5	4	5	4
Uutuuden viehäytys	1	5	5	4
Käytettävyys	2	4	3	4
Kustannusarvio	5	2	4	2
Vaatimusten täyttyminen	5	5	5	5
Valmistusaika	5	2	4	3
Kokonaismassa	5	1	4	2
Yhteensä	31	27	34	28

Vaihtoehdoille annettiin pisteitä 1:stä 5:een, jossa 1 tarkoittaa heikkoa ja 5 hyvää tulosta. Kuljetimen kriteerit ja pisteytys ovat oma arvio eri vaihtoehtojen toteutusmahdollisuudesta.

3.2.1 Vaihtoehto 1

Vaihtoehtoon 1 yksinkertaisuudesta huolimatta käytettävyydessä olisi monenlaisia ongelmia. Ketjussa on olemassa nykyisin yksi ainoa liitoskohta, joten sen osuminen luukun kohdalle käytön päättymisen yhteydessä olisi arpapeliä. Lisäksi koneen käytön jälkeen ketju on osittain litistetyin viljan ja säilöntäaineesta muodostuneen seoksen peitossa. Ketjun liitoskohdan saaminen luukun kohdalle on liki mahdotonta, sillä ketjun liikuttaminen onnistuu vain koko konetta pyörittämällä. Myös irrotettavien ketjun osien hukkaamisriski on aina olemassa.

3.2.2 Vaihtoehto 2

Vaihtoehdossa 2 kolakuljettimen massa tulisi nousemaan merkittävästi nykyisestä siihen liitettävien komponenttien vuoksi. Lisäksi kuljettimen rakennetta jouduttaisiin vahvistamaan kokonaismassan ja hydraulikan aiheuttamien voimien vuoksi. Kuljettimeen liitettävien komponenttien määrä nostaisi kappalekohtaisia valmistuskustannuksia nykyisestä oleellisesti. Kuljettimen taitoskulman suuruus ei myöskään olisi riittävä.

3.2.3 Vaihtoehto 3

Vaihtoehdossa 3 kolakuljettimen toimintaperiaate on varsin erikoinen, sillä yhden sylinterin käyttövoimasta saataisiin teleskooppimaisen liikkeen lisäksi myös taittoliike. Kuljettimen alarakenteeseen kohdistuvien voimien vuoksi rakennetta jouduttaisiin todennäköisesti vahvistamaan.

3.2.4 Vaihtoehto 4

Vaihtoehdon 4 etuina kolakuljettimen etuna on muihin verrattuna se, ettei ketjua tarvitse katkaista tai löysätä taittamisen takia. Kuljettimen rakenteellinen taittoperiaate poikkeaa myös oleellisesti muista malleista. Ongelmaksi muodostuu lähinnä taittokulman vähäisyys, sillä yli 90°:n taitoksessa teleskooppisuojan alla olevan aukon suuruus kasvaa merkittävästi.

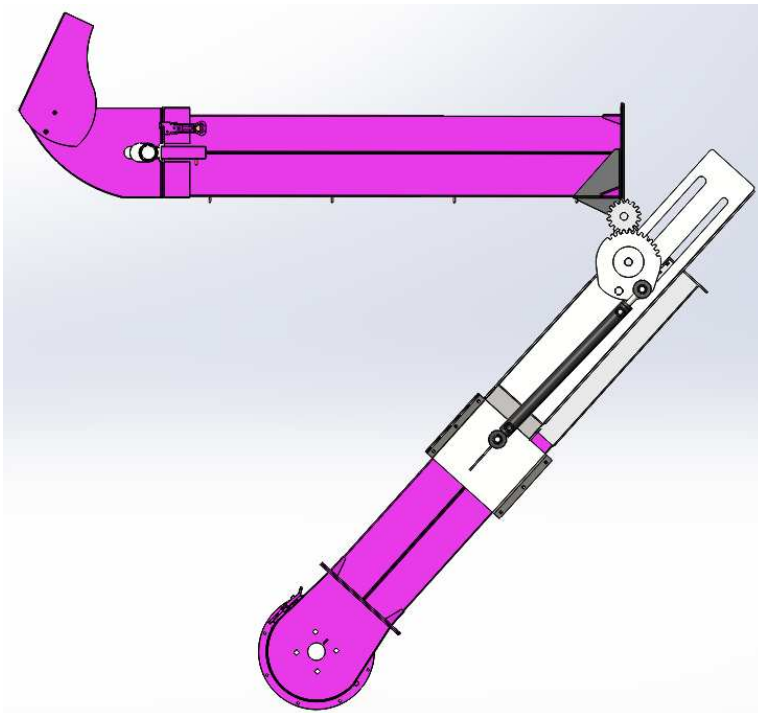
3.3 Konstruktion valinta

Pisteytyksen ja vaihtoehtokohtaisten kuvauksien perusteella todetaan, että esitetyistä vaihtoehdoista 3 on tässä tapauksessa paras mahdollinen malli.

4 VALITUN MALLIN SUUNNITTELU

4.1 Valittu toteutusvaihtoehto

Taivutettavan kolakuljettimen ideointi- ja kehittämisvaiheessa esiteltiin neljä erilaista toteutusmahdollisuutta. Pisteytyksen perusteella valitun mallin suunnittelu aloitetaan lujuuslaskelmien tarkastelulla. Tehdas asetti kolakuljettimen toteutukseen tiettyjä vaatimuksia, mm. markkinoilla olevien laitteiden päivittämismahdollisuuden. Kolakuljettimen rakenne tulisi näin ollen säilyttää mahdollisimman paljon entisellään. Valitussa toimintamallissa kuljettimen ylärakenne ei muutu, mutta taivutuksen mahdollistamiseksi pitää alarakenteeseen tehdä muutoksia. Taivuttamisen vuoksi rakenteisiin kohdistuu erisuuruisia rasituksia taivuttamisen eri vaiheissa. Siksi ylärakenteen komponenttien massat tulee selvittää ja niiden perusteella suoritetaan lujuuslaskennat. Laskelmien tulee perustua tilanteisiin, joissa rakenteisiin kohdistuu suurimmat rasitukset. Kuvassa 8 on esitetty valittu toteutusvaihtoehto taitosvaiheessa.



KUVA 8. Taittuva kolakuljetin.

Valitussa toimintamallissa on yksi hydraulikkasyylinteri, joka suorittaa kaksi työvaihetta. Ensimmäisessä vaiheessa kuljettimen kotelorakenne lyhenee teleskooppimaisen rakenteen avulla,

sylinterivarren vetäytyessä sisään. Samalla kolakuljettimen sisällä oleva ketju löystyy. Toinen vaihe alkaa välittömästi ensimmäisen vaiheen päättyessä, jolloin rakenteen taittuminen alkaa. Sylinterin lineaarinen liike muutetaan pyörimisliikkeeksi hammaspyöräparin avulla. Kotelorakenne pyörähtää sarana-akselin ympäri jäljellä olevan sylinterin liikeradan mukaisesti noin 180°. Vaiheistaminen toteutetaan apuraudan ja siihen liittyvien akseleiden avulla. Akselit ohjautuvat apuraudassa olevien aukkojen mukaisesti. Kotelorakenteen käyttöasentoon palauttaminen suoritetaan käänteisessä järjestyksessä. Sylinterin koko liikerata pyritään hyödyntämään ja liikeradan päättyessä ketjun kireys pysyy samana ja sitä säädetään omalla mekaanisella kiristimellä, joka sijaitsee rakenteen yläosassa.

4.2 Taittomekanismiin kohdistuvien voimien alustava mitoittaminen

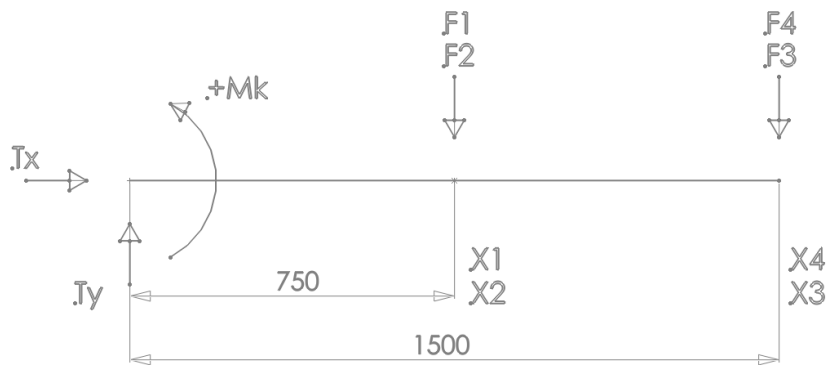
Taivutettaessa kolakuljetinta sen normaalista käyttöasennosta aiheutuu sen niveliin eri kulmissa erisuuruinen rasitus. Newtonin III lain mukaisesti: Jos kappaleeseen vaikuttaa toinen kappale jollain voimalla, niin samanaikaisesti kappaleen täytyy vaikuttaa toiseen kappaleeseen yhtä suurella ja suunnaltaan vastakkaisella voimalla edelliseen kappaleeseen (3, s. 100). Laskennat tulee suorittaa kohdasta, jossa rakenteisiin kohdistuu suurimmat rasitukset. Kolakuljettimen ylärakenteen massat punnitaan ennen laskelmien aloittamista. Mittauksen tulokset on esitetty taulukossa 2.

TAULUKKO 2. Kolakuljettimen komponenttien massat.

Nro	Komponentti	Massa [kg]	Pituus
1	Kolakuljettimen yläosan putki	30 kg	1,5 m
2	Kolakuljettimen ketju, täydellinen	27,5 kg	6 m
3	Kolakuljettimen hattu	10 kg	
4	Taittopyörä täydellinen (sis. taittopyörä, akseli, laakerit ja laakeripesät)	3 kg	

4.2.1 Voimat ja momentti

Edellä olevan taulukon massojen avulla voidaan laskea kuljettimeen kohdistuvat voimat ja vääntömomentti. Muodostetaan vapaakappalekuvio eli vkk (KUVA 9) ja lasketaan konsoliin kohdistuvat voimat. Ketjun ollessa paikoillaan on puolet sen massasta taittopisteen alapuolella, jolloin ketjun massa voidaan laskennassa puolittaa. Putken ja ketjun muodostama massa voidaan summata 1,5 m:n matkalle. Vkk 1:ssä on kuvattu pelkästään kolakuljettimen yläosa.



KUVA 9. Vkk 1 kotelorakenteeseen kohdistuvat voimat ja momentti.

Lasketaan kotelorakenteen yläosaan kohdistuvat voimat T_x , T_y ja M_k tasapaino- ja momenttiyh-
tälön avulla.

$$T_x = 0 \quad (1)$$

$$T_y - F_1 - F_2 - F_3 - F_4 = 0 \quad (2)$$

$$M_k - F_1 * x_1 - F_2 * x_2 - F_3 * x_3 - F_4 * x_4 = 0 \quad (3)$$

, jossa:

$$T_x = \text{x-akselin suuntainen voima [N]}$$

$$T_y = \text{y-akselin suuntainen voima [N]}$$

$$F_1 = m_1 * g \text{ [N]}$$

$$F_2 = \frac{m_2}{2} * g \text{ [N]}$$

$$F_3 = m_3 * g \text{ [N]}$$

$$F_4 = m_4 * g \text{ [N]}$$

$$M_k = \text{vääntömomentti [Nm]}$$

$$m = \text{massa [kg]}$$

$$g = \text{maan vetovoima (9,81 m/s}^2\text{)}$$

Ratkaistaan T_y , johtamalla kaavaa 2.

$$T_y = (m_1 + \frac{m_2}{2} + m_3 + m_4) * g \quad (2)$$

, jossa:

m_1 = kolakuljettimen yläosan putki 30 kg

m_2 = kolakuljettimen ketju 27,5 kg

m_3 = kolakuljettimen hattu 10 kg

m_4 = kolakuljettimen taittopyörä 3 kg

$$T_y = \left(30 \text{ kg} + \frac{27,5 \text{ kg}}{2} + 10 \text{ kg} + 3 \text{ kg} \right) * 9,81 \text{ m/s}^2 \approx 556,72 \text{ N}$$

Voiman T_y suuruudeksi saadaan 556,72 N.

Johdetaan kaava 3 seuraavaan muotoon ja ratkaistaan M_k .

$$M_k = (m_1 * x_1 + m_2 * x_2 + m_3 * x_3 + m_4 * x_4) * g \quad (3)$$

, jossa:

x_1 = kotelorakenteen etäisyys nivelestä 0,75 m

x_2 = ketjun etäisyys nivelestä 0,75 m

x_3 = hatun etäisyys nivelestä 1,5 m

x_4 = taittopyörän etäisyys nivelestä 1,5 m

$$M_k = \left(30 \text{ kg} * 0,75 \text{ m} + \frac{27,5 \text{ kg}}{2} * 0,75 \text{ m} + 10 \text{ kg} * 1,5 \text{ m} + 3 \text{ kg} * 1,5 \text{ m} \right) * 9,81 \text{ m/s}^2 \approx 513,18 \text{ Nm}$$

Momentin M_k suuruudeksi saadaan 513,18 Nm.

4.2.2 Nivelen akselin halkaisijan laskenta

Saadun vääntömomentin perusteella voidaan laskea tarvittava akselin halkaisija, jolloin akseli kestää vääntömomentin aiheuttaman rasituksen. ”Vääntöjännityksen maksimi on akselin ulkokehällä. Kehän tangentin suuntainen” (4, s. 141). Akselin keskipisteessä ei ole vääntöjännitystä. Kuormituksen arvioimisvirheiden, lujuuslaskuissa tehtävien oletusten ja aineen epähomogeenisuuden takia on hyvä käyttää varmuuskerrointa. Varmuusluvulle ei ole yleistä sääntöä, koska laskentatapaukset ovat yksilöllisiä (5, s. 24). Teräs ei kuitenkaan kestä leikkausta yhtä hyvin kuin vetoa tai puristusta (6, s.167–168). Lasketaan akselin halkaisija materiaalin myötölujuuden ja standardin SFS 3200 varmuuskertoimen perusteella kaavalla 4.

$$\tau_{sall} = \frac{M_v}{W_v} \quad (4)$$

, jossa:

$$\tau_{sall} = 0,6 * \sigma_{sall} \text{ (6, s. 168.)}$$

$$\sigma_{sall} = \frac{\sigma_{ReL}}{n}$$

$$M_v = M_k$$

$$W_v = \frac{\pi * d^3}{16} \text{ (4, s. 146.)}$$

saadaan kaava johdettua seuraavaan muotoon.

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 * M_k * n}{\pi * 0,6 * \sigma_{ReL}}}$$

, jossa:

$$d = \text{akselin halkaisija [mm]}$$

$$M_k = \text{maksimi vääntömomentti } 513180 \text{ Nmm}$$

$$n = \text{varmuuskerroin } 1,3 \text{ (7, s. 168.)}$$

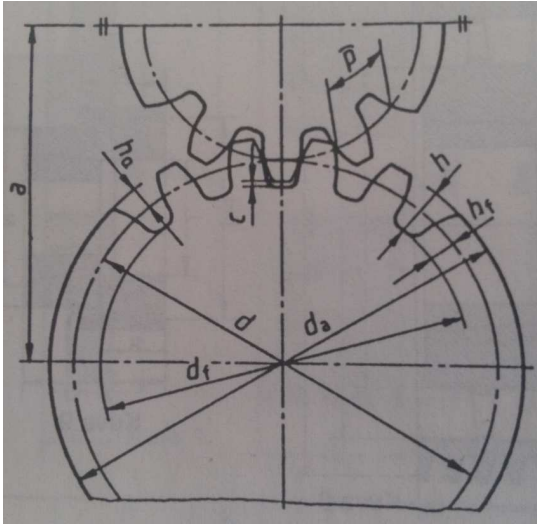
$$\sigma_{ReL} = \text{s355 teräksen myötölujuus } 330 \text{ MPa. (7, s. 283.)}$$

$$\sqrt[3]{\frac{16 * 513180 \text{ Nmm} * 1,3}{\pi * 0,6 * 330 \text{ N/mm}^2}} \approx 25,8 \text{ mm}$$

Varmuuskertoimen ollessa 1,3 laskennallisesti akselin halkaisijan tulee olla 25,8 mm. Valitaan Standardin SFS 2631 mukaisesti vakiokoon mukainen vedetty 30 mm akseli niveleen (5, s.120).

4.2.3 Hammaspyörien mitoittaminen

Kotelorakenteen taittaminen suoritetaan hammaspyörien välityksellä. Kuvassa 10 on esitetty hammaspyörän mitoituksessa käytettäviä merkintöjä, joita laskennoissa tullaan käyttämään.



KUVA 10. Suorahampaiset lieriöhammaspyörät (8, s. 372).

Kuljettimen halutaan taittuvan liki 180° ja hammaspyörien liikkeen voimanlähteenä tulee olemaan hydraulikkasyylinteri (ks. kuva 7). Sylinterin suoraviivaisen liikkeen vuoksi rajoittuu hammasvälitys 2:1, jolloin saadaan toisiopyörän pyörähdyskulmaksi 90° . Sylinterillä suoritettava työ on näin ollen mahdollista. Valitaan hammaspyörien halkaisijat alustavasti ulkonäöllisesti sopivan koon mukaisesti, huomioiden se, että toisiopyörän kasvaessa sylinterin tarvittava liikerata pitenee. Toisaalta hammaspyörien kehän suurentuessa sylinterin voimantarve pienenee, sillä sylinteri kiinnitetään hammaspyörän ulkokehälle.

Hammasmuotona käytetään evolventti hammastusta, jolloin pienet akselivälin virheet eivät haittaa toimintaa (5, s. 99). Hammaspyörän koko geometrian perusta syntyy moduulista, ryntökulmasta ja hammasluvusta (6, s. 333). Moduuli tarkoittaa π suuruista jakoa kaarimittana jakohalkaisijalta mitattuna. Halkaisijan suunnassa sitä vastoin moduuli $1 = 1 \text{ mm}$. (8, s. 372.) Hammaspyörät valmistetaan koneistamalla, joten moduulit on standardoitu SFS 3093:n mukaisesti. Ensimmäisestään tulisi käyttää sarjan 1 moduuleita. (6, s. 333.) Valitaan suorahampaisten hammaspyörien perushalkaisijat 100 ja 200 mm.

Lasketaan hammaspyörän moduuli pienemmän hammaspyörän alustavasti valitun hammasluvun 25 perusteella kaavalla 5.

$$m = \frac{d}{z} \quad (5)$$

, jossa:

m = moduuli [mm]

d = hammaspyörän jakohalkaisija 100 mm

z = hammasluku 25

$$m = \frac{100 \text{ mm}}{25} = 4 \text{ mm}$$

Kaavan avulla saadaan moduuliksi 4 mm. Seuraavaksi selvitetään jakomitan pituus, kaavalla 6.

$$p = \pi * m \quad (6)$$

, jossa:

p = jakomitta [mm]

m = moduuli 4 mm

$$\pi * 4 \text{ mm} \approx 12,56 \text{ mm}$$

Laskennan perusteella kaarimitan pituus on 12,56 mm. Hammasparin hampaat eivät saa pohjata toisiinsa. Päävällys lasketaan moduulista kertoimen 0,1-0,3 väliltä, laskenta suositellaan kuitenkin tehtäväksi käyttämällä 0,167 kerrointa (8, s. 372). Lasketaan päävällys kaavan 7 avulla.

$$c = 0,167 * m \quad (7)$$

, jossa:

c = päävällys [mm]

m = moduuli 4 mm

$$c = 0,167 * 4 \text{ mm} = 0,668 \text{ mm}$$

Hampaiden päävällykseksi c , saadaan 0,668 mm. Koska hammaspyörät toimivat parina, tulee myös toisen hammaspyörän moduulin ja siitä muodostuvan kaarimitan olla sama. Seuraavaksi lasketaan hammaspyörän tyvi- ja pään halkaisijat molemmille hammaspyörille kaavojen 8 ja 9 avulla.

$$d_F = d - 2(m + c) \quad (8)$$

, jossa:

d_F = tyvihalkaisija [mm]

d = jakohalkaisija 100 ja 200 mm

m = moduuli 4 mm

c = päävällys 0,668 mm (kaava 7)

$$d_{F1} = 100 \text{ mm} - 2(4 \text{ mm} + 0,668 \text{ mm}) \approx 90,66 \text{ mm}$$

ja

$$d_{F2} = 200 \text{ mm} - 2(4 \text{ mm} + 0,668 \text{ mm}) \approx 190,66 \text{ mm}$$

$$d_a = d + 2 * m \quad (9)$$

, jossa:

d_a = päähalkaisija [mm]

d = jakohalkaisija 100 ja 200 mm

m = moduli 4 mm

$$d_{a1} = 100 \text{ mm} + 2 * 4 \approx 108 \text{ mm}$$

ja

$$d_{a2} = 200 \text{ mm} + 2 * 4 \approx 208 \text{ mm}$$

Hammaspyörän 1 tyvihalkaisija on 91,66 mm ja päähalkaisija on 108 mm. Vastaavasti hammaspyörän 2 tyvihalkaisija 191,66 mm ja päähalkaisija 208 mm. Hammaspyörien akseliväli saadaan laskettua kaavan 10 avulla.

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} \quad (10)$$

, jossa:

a = akseliväli [mm]

d_1 = hammaspyörä 100 mm

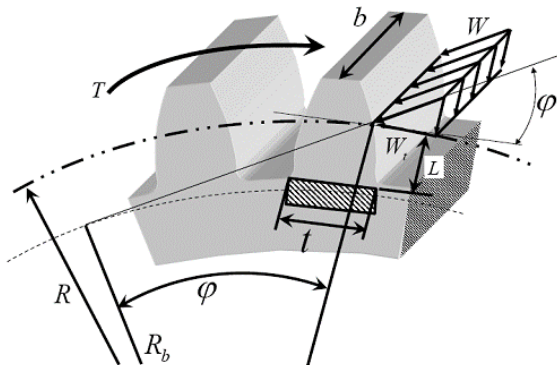
d_2 = hammaspyörä 200 mm

$$\frac{100 \text{ mm} + 200 \text{ mm}}{2} = 150 \text{ mm}$$

Saadaan akseliväliksi 150 mm. Hammaspyörien laskentaan on kehitetty erilaisia laskentaohjelmia, koska hammaspyörien tarkat mitoituslaskelmat ovat vaivalloisia laskettavaksi (7, s. 265).

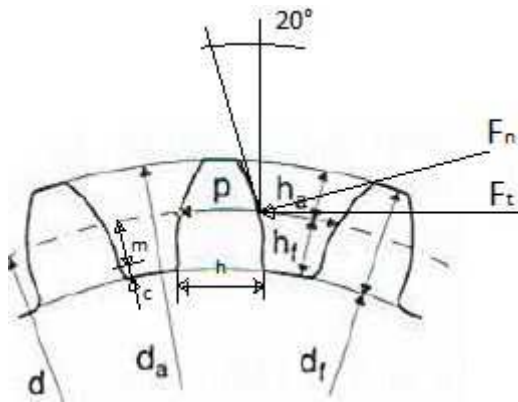
Tavallisesti suorahampaiset lieriöhammaspyörät valmistetaan 20°:n ryntökulmalla. "Hammaspyöräparin käyttötilanteessa kuorma jakaantuu toisinaan kahdelle hampaalle, mutta on myös hetkiä, jolloin yksi hammaspari ottaa vastaan koko kuorman". (9, s. 332–343.)

Ranskankieliseltä sivustolta löytyi juuri tarkoitukseen soveltuvan hammasvoiman laskentakaava. Kuva 11 on poimittu ranskankielisestä aineistosta, joten siinä käytettävät merkinnät poikkeavat osittain Suomessa käytettävistä merkinnöistä.



KUVA 11. Hammasvoiman laskenta (10).

Kuvassa 12 esitetyt vastaavat merkinnät Suomessa käytävistä merkinnöistä.



KUVA 12. Evolventti hammaspyörän mittoja (5, s. 99).

Hammaspyörän hampaita taivava kehävoima saadaan kaavalla 11.

$$F_t = \frac{M_{v1}}{r_1} \quad (11)$$

, jossa:

F_t = kehävoima [N]

$M_{v1} = M_k = 513180 \text{ Nmm}$

r_1 = hammaspyörän säde 50 mm

$\alpha = 20^\circ$ (9, s. 332).

$$\frac{513180 \text{ Nmm}}{50 \text{ mm}} = 10263,6 \text{ N}$$

Laskennassa käytetään kehävoiman aiheuttamaa hampaan tyveen syntyvää sallittua taivutusjännitystä. Lasketaan kuinka leveä hammaspyörän on oltava kaavalla 12.

$$\sigma_{sall} = \frac{M}{W_t} = \frac{F * r}{\frac{b * h^2}{6}} \quad (12)$$

, jossa:

$$\sigma_{sall} = \frac{R_{eL}}{n}$$

$$F = F_t$$

$$r = h_F$$

, johdetaan kaavaa:

$$\frac{R_{eL}}{n} = \frac{F_t * h_F * 6}{b * h^2}$$

, jossa:

$$h_F = m + c \text{ (8, s. 372). (hampaan korkeus, tyvi)}$$

$$h = \frac{p}{2} \text{ (Hampaan tyvipaksuus)}$$

, johdetaan kaavaa:

$$b = \frac{F_N * (m + c) * 6 * n}{\left(\frac{p}{2}\right)^2 * \sigma_{ReL}}$$

, jossa:

$$b = \text{hampaan leveys [mm]}$$

$$m = \text{moduuli } 4 \text{ mm (kaava 5)}$$

$$c = 0,668 \text{ mm (kaava 7)}$$

$$n = \text{varmuuskerroin } 1,5 \text{ (6, s.168).}$$

$$p = \text{hampaan jakomitta } 12,56 \text{ mm (kaava 6)}$$

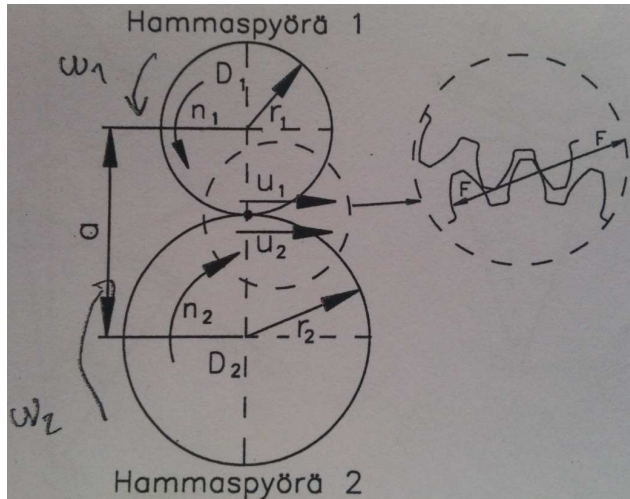
$$\sigma_{ReL} = \text{Strenx 700 teräksen myötölujuus } 700 \frac{N}{mm^2} \text{ (11).}$$

$$\frac{10263,6 \text{ N} * (4 \text{ mm} + 0,668 \text{ mm}) * 6 * 1,5}{\left(\frac{12,56 \text{ mm}}{2}\right)^2 * 700 \frac{N}{mm^2}} \approx 15,6 \text{ mm}$$

Materiaalin valinnalla on suora vaikutus hammaspyörän vahvuuteen. Käytettäessä erikoislujaa rakenneterästä saadaan hammaspyörän ainevahvuus huomattavasti ohuemmaksi. Laskennan perusteella hammaspyörä valmistettaessa SSAB:n Strenx-700 rakenneteräksestä hampaan leveys on oltava vähintään 15,6mm. Valitaan levyaihion vahvuudeksi 16mm.

4.2.4 Sylinterin mitoittaminen

Aiemmin lasketun akselin vääntömomentin (kaava 3) perusteella voidaan laskea hammaspyöräparin muodostava vääntömomentin muutos. Hammaspyöräparin toimintaperiaate on kuvattu kuvassa 13.



KUVA 13. Hammaspyöräpari (7, s. 249).

Lasketaan välityssuhteen aiheuttama vääntömomentin muutos kaavalla 13.

$$M_v = M_k * i \quad (13)$$

, jossa:

$$\text{välityssuhde: } i = \frac{d_2}{d_1}$$

Saadaan kaava seuraavaan muotoon.

$$M_v = M_k * \frac{d_2}{d_1}$$

, jossa:

M_v = vääntömomentti hammaspyörällä 2, [Nm]

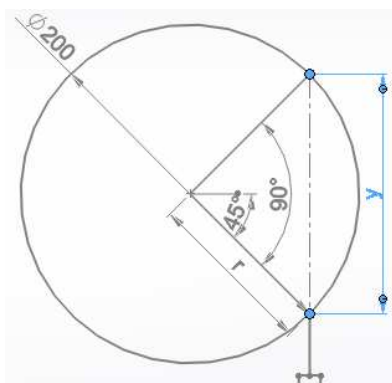
M_k = vääntömomentti hammaspyörällä 1, 513,18 Nm (kaava 3)

d_2 = hammaspyörä 2 (200 mm)

d_1 = hammaspyörä 1 (100 mm)

$$M_v = 513,18 \text{ Nm} * \frac{200 \text{ mm}}{100 \text{ mm}} = 1026,36 \text{ Nm}$$

Laskelman perusteella hammaspyörän välitys nostaa vääntömomentin enimmillään 1026,36 Nm:iin. Sylinteri on suunniteltu lähtökohtaisesti lineaariseen liikkeeseen. Sylinterivarssi kiinnitetään nivelen avulla hammaspyörän 2 jakohalkaisijalle. Sylinterivarren liikepituus kuljetin taittovaiheessa määräytyy hammaspyörän 90°:n pyörähdysliikkeen mukaisesti. Asetetaan sylinterin kiinnitysakseli 45° kulmaan hammaspyörän keskipisteeseen nähden, näin ollen sylinterin työntövoima ei kasva kohtuuttoman suureksi. Vapaakappalekuvio 2 on esitetty kuvassa 14, jossa y-liike kuvaa sylinterin liikettä hammaspyörällä.



KUVA 14. Vkk 2 sylinterin liikerata hammaspyörällä 2.

4.2.4.1 Sylinterin voimantarve ja männän halkaisija

Lasketaan sylinteriin kohdistuvan voiman suuruus huomioiden hammaspyörän pyörähdysliikkeen aloituskulman tuoma tehontarpeen lisäys kaavojen 14 ja 15 avulla.

$$M_v = F_u * r \quad (14)$$

johdetaan kaava seuraavaan muotoon.

$$F_u = \frac{M_v}{r}$$

, jossa:

F_u = kehävoima [N]

M_v = akselin vääntömomentti 1026,36 Nm

r = hammaspyörän 2 säde (0,1 m)

$$F_u = \frac{1026,36 \text{ Nm}}{0,1 \text{ m}} = 10263,6 \text{ N}$$

Laskennan perusteella kehävoima pienenee sitä tuotaessa akselin keskuksesta kauemmaksi, jolloin 100 mm:n etäisyydellä kehävoima on 10263,6 N. Seuraavaksi muunnetaan kehävoima vielä sylinterin lähtökulman suuntaiseksi kaavalla 15.

$$\cos \alpha = \frac{b}{c} \quad (15)$$

, jossa:

$$\cos \alpha = \text{voiman suunta } 45^\circ$$

$$b = F_u [\text{N}]$$

$$c = F_{syl.}$$

saadaan kaava johdettua seuraavaan muotoon.

$$F_{syl.} = \frac{F_u}{\cos \alpha}$$

$$F_{syl.} = \text{sylinteriin kohdistuva voima [N]}$$

$$F_u = \text{kehävoima } 10362,4 \text{ N}$$

$$F_{syl.} = \frac{10263,6 \text{ N}}{\cos 45^\circ} \approx 14514,9 \text{ N}$$

Laskennallisesti saadaan sylinterin voimantarpeeksi 14514,9 N. Sylinterin voimantarpeen avulla lasketaan tarvittava männän halkaisija kaavan 16 avulla.

$$p = \frac{F}{A} \quad (16)$$

, jossa:

$$A = \frac{\pi * d^2}{4}$$

johdetaan kaavat muotoon.

$$\frac{F}{p} = \frac{\pi * d^2}{4}$$

, jossa:

$$F = F_{syl.}$$

johdetaan edelleen männän pinta-alan halkaisijan d saamiseksi.

$$d = \sqrt{\frac{F_{syl.} * 4}{p * \pi}}$$

, jossa:

$$d = \text{männän halkaisija [mm]}$$

$$F_{syl.} = \text{tarvittava voima } 14514,9 \text{ N (kaava 15)}$$

$$p = \text{hydraulijärjestelmän käyttöpaine } 16 \text{ MPa (12, s. 293).}$$

$$d = \sqrt{\frac{14514,9 \text{ N} * 4}{16 \text{ MPa} * \pi}} \approx 33,99 \text{ mm}$$

Laskennallisesti sylinterin männän halkaisijan tulee vähintään olla 33,99 mm. Markkinoilla oleviin kaksitoimisiin sylintereihin tutustumisen jälkeen valitaan standardikoon sylinteri, jonka männän halkaisija on 40 mm ja varren halkaisija 20 mm (13). Varmistetaan vielä sylinterivarren puolella, että teho riittää palauttamaan sylinterin kaavalla 18.

$$F_{veto} = \pi * p * \frac{(d_1^2 - d_2^2)}{4} \quad (18)$$

, jossa:

F_{veto} = sylinterin palautusvoima [N]

p = järjestelmän käyttöpaine 16 MPa (12, s. 293).

d_1^2 = männän halkaisija 40 mm

d_2^2 = varren halkaisija 20 mm

$$F_{veto} = \pi * 16 \text{ MPa} * \frac{(40 \text{ mm}^2 - 20 \text{ mm}^2)}{4} \approx 15079,6 \text{ N}$$

Laskennan mukaisesti sylinterin palautusvoima 160 bar paineella on 15079,6 N. Valitun sylinterin palautusvoima on suurempi kuin tarvittava työntövoima, joten valittu sylinteri soveltuu tuotteessa käytettäväksi. Lisäksi laskenta suoritettiin tilanteesta, jossa kuljettimen vääntövastus oli suurimmillaan ja sylinterin lähtökulma 45°. Todellisuudessa vääntövastus ja sylinterin lähtökulma eivät koskaan saavuta näin suurta tehontarvetta. Lujuuslaskelmissa on aina epävarmuustekijöitä ja työn lopputuloksen kannalta tarkan asennon ja sen ja suurimman sylinterin muodostaman todellisen tehontarpeen esittämisellä ei ole merkitystä lopputulokseen. Laskelmissa on varmuudella osoitettu laitteiston kestävyys.

4.2.5 Sylinterin liikepituus

Sylinterin tarvittava liikepituus lasketaan kahdessa vaiheessa, sillä sama sylinteri suorittaa peräkkäin kaksi liikettä: ketjun tarvittavan löystymisen lineaarisesti sekä kuljettimen taittumisen. Ensin lasketaan tarvittava liikepituus taittovaiheessa (ks. kuva 15) kaavan 19 avulla.

$$y = 2 * r * \sin \frac{\alpha}{2} \quad (19)$$

, jossa:

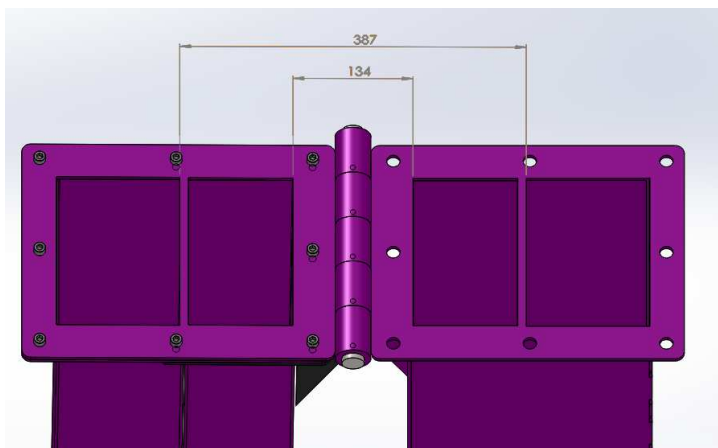
y = liikepituus [mm]

r = d2 säde 100 mm

α = liikekulma 90°

$$y = 2 * 100 \text{ mm} * \sin \frac{90^\circ}{2} \approx 141,4 \text{ mm}$$

Saadaan sylinterin liikepituudeksi taiton osalta 141,4 mm. Seuraavaksi lasketaan lineaarisen liikepituuden tarve mittaustulosten perusteella kuvasta 15.



KUVA 15. Lineaarisen liikepituuden mittaukset.

Kuvan perusteella saatujen mittojen mukaisesti suoritetaan alustava laskelma lineaariliikkeen pituudesta. Laskelmassa tulee lisäksi huomioida, että ketjun korkeus on noin 30 mm, jolloin kuvan mittoihin tulee lisätä ketjun vahvuus. Ketju löystyy lineaarisessa suunnassa kaksinkertaisesti tarvittavan matkan Δl , jolloin saadaan kaava 20 seuraavaan muotoon:

$$\Delta l = \frac{l_1 + l_2}{2} \quad (20)$$

, jossa:

Δl = tarvittava liike [mm]

l_1 = ketjun menopuoli 417 mm

l_2 = ketjun paluupuoli 164 mm

$$\Delta l = \frac{417 \text{ mm} + 164 \text{ mm}}{2} = 290,5 \text{ mm}$$

Tarvittava lineaarinen liike ketjun riittävään löystymiseen on laskennallisesti 290,5 mm. Kaavan 19 ja 20 tulosten perusteella saadaan sylinterin kokonainen liikepituus kaavalla 21.

$$L = y + \Delta_l \quad (21)$$

, jossa:

L = sylinterin kokonaisliike [mm]

y = taittoliike 141,4 mm

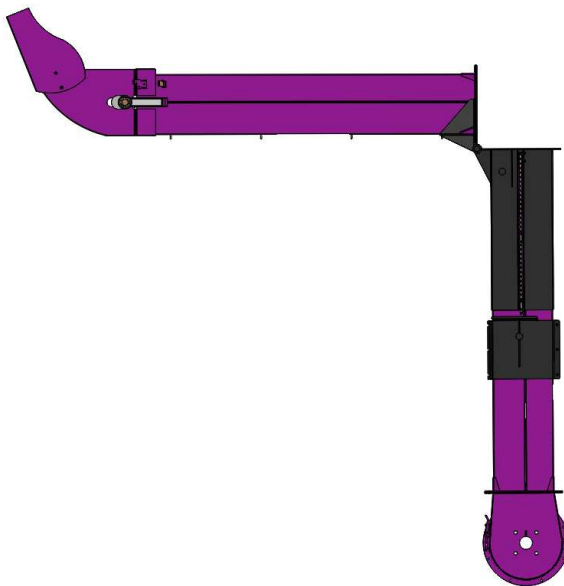
Δ_l = lineaariliike 290,5 mm

$$L = 141,4 \text{ mm} + 290,5 \text{ mm} = 431,9 \text{ mm}$$

Laskennallisesti saadun 431,9 mm pituuden mukaisesti valitaan sylinterin kokonaispituudeksi seuraava lähimpänä oleva kaupallinen pituus 500 mm (13).

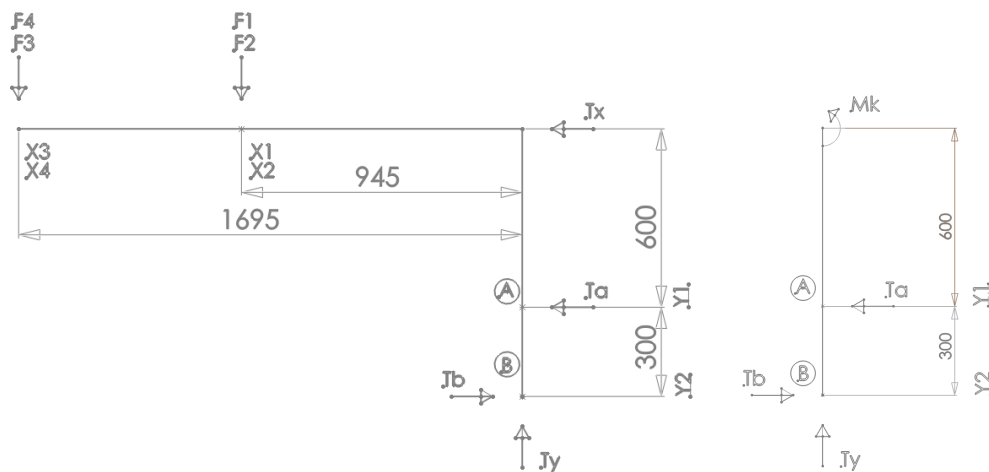
4.2.6 Lineaarilaakereiden mitoittaminen

Teleskooppisen ja suoraviivaisen liikkeen mahdollistamiseksi liitoskohta laakeroidaan lineaarijoh-teilla. Kuulajohdekelkkojen kuulanauharakenne mahdollistaa hiljaisen ja pehmeän liikkeen (14). Laskennassa tulee huomioida myös mahdollinen laakereille kohdistuva iskukuormitus, sillä pai-nopiste on etäällä laakereista ja vipuvarren muodostama kokonaisvoima lisää rasitusta merkittä-västi. Laakerivoimien laskemiseksi muodostetaan kokoonpanosta leikkauskuva tilanteessa, jossa laakereihin kohdistuu suurin mahdollinen kuormitus. Kuvassa 16 on esitetty tilanne, jossa tode-taan laakerivoiman olevan suurimmillaan.



KUVA 16. Leikkauskuva taivutusvaiheessa.

Muodostetaan tilanteesta vapaakappalekuvio 3, jossa näkyy laakereihin kohdistuvat voimat pis-teessä A ja B (kuva 17):



Kuva 17, vkk-3a ja 3b.

Voimien tasapainoehdosta saadaan.

$$T_y - F_1 - F_2 - F_3 - F_4 = 0 \quad (2)$$

$$M_K - F_1 * x_1 - F_2 * x_2 - F_3 * x_3 - F_4 * x_4 = 0 \quad (3)$$

$$T_b = T_a \quad (22)$$

, jossa:

$$T_y = \text{y-akselin suuntainen voima } 556,72 \text{ N (ks. sivut 20–21)}$$

$$F_1 = m_1 * g \text{ [N]}$$

$$F_2 = \frac{m_2}{2} * g \text{ [N]}$$

$$F_3 = m_3 * g \text{ [N]}$$

$$F_4 = m_4 * g \text{ [N]}$$

$$M_k = \text{vääntömomentti } 513,18 \text{ Nm (ks. sivut 20–21)}$$

$$T_a = \text{tukivoima [N]}$$

$$T_b = \text{tukivoima [N]}$$

$$m_1 = \text{kolakuljettimen yläosan putki } 30 \text{ kg}$$

$$m_2 = \text{kolakuljettimen ketju } 27,5 \text{ kg}$$

$$m_3 = \text{kolakuljettimen hattu } 10 \text{ kg}$$

$$m_4 = \text{kolakuljettimen taittopyörä } 3 \text{ kg}$$

$$g = \text{maan vetovoima } (9,81 \text{ m/s}^2)$$

Momenttien tasapaino saadaan pisteessä A.

$$M_k - T_b * y_2 = 0$$

Ratkaistaan tukivoima T_b .

$$T_b = \frac{M_k}{y_2}$$

, jossa:

$$M_k = \text{vääntömomentti, } 513,18 \text{ Nm (kaava 3, ks. s. 20)}$$

$$y_2 = \text{johdekelkkojen tuentaväli } 0,3 \text{ m}$$

$$T_b = \frac{513,18 \text{ Nm}}{0,3 \text{ m}} = 1710,6 \text{ N}$$

Voiman T_b suuruudeksi saadaan $1710,6 \text{ N}$.

Vastaavasti tukivoima T_a .

$$T_a = -T_b$$

Voima T_a on yhtä suuri kuin voima T_b . Rakenteessa on johteita 2 kpl ja johdekelkkoja 4 kpl, näin ollen kuormitus voidaan jakaa johdekelkkaparin kesken:

$$1710,6 \text{ N} / 2 = 855,3 \text{ N} \quad (23)$$

Ylemmille johdekelkoille kohdistuu laakeria kohti 855,3 N kuorma. Johdekelkoille on mahdollista kohdistua myös iskumaista kuormitusta. Valitaan varmuuskertoimeksi 2,5 ja määritetään johdekelkat sen mukaisesti taulukosta (LIITE 1).

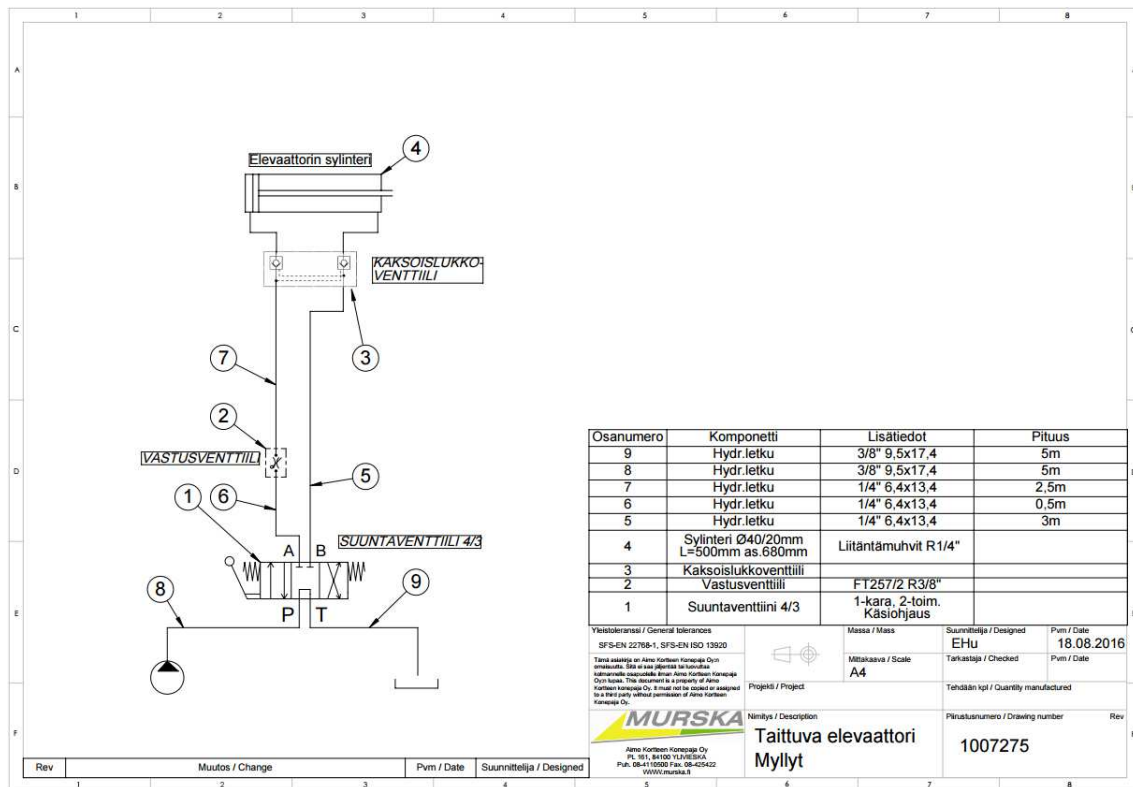
$$855,3 \text{ N} * 2,5 = 2138,25 \text{ N} \approx 2,14 \text{ kN} \quad (24)$$

Valitaan johdekelkaksi Hiwin MGN 9H, jolle valmistaja on luvannut dynaamisen rasituksen 2,55 kN (LIITE 1).

5 HYDRAULIIKKA

Aiemmin kaavoissa 13–21 otettiin kantaa sylinterin mitoitukseen. Hydraulikkajärjestelmän paineelle on sovellusaloista riippuen erilaisia painetasoja. Tyypillisesti maa- ja metsätalouskoneiden hydraulikkajärjestelmien painetaso on enintään 250 bar (12, s. 3). Korkealla painetasolla saadaan hydraulikkakomponenttien koko pienemmäksi, mutta niiden hankintahinta on korkeampi. Järjestelmän painetasoksi voidaan valita hydraulikkaa suunniteltaessa esim. 160 bar. Mikäli painetaso ei ole sopiva, voidaan sitä myöhemmin muuttaa. (15, s. 293.) Sylinterin liikenopeutta tulee rajoittaa laitteen liiallisen nopeuden välttämiseksi. Tavallisesti sylintereiden liikenopeudet vaihtelevat $0,05 - 1 \text{ m/s}$. Pyrittäessä erittäin alhaisiin liikenopeuksiin pienellä paineella, tiivisteiden kitkat ja vuodot saattavat aiheuttaa nykimisiä, jolloin kyse on stick-slip ilmiöstä. (12, s. 202.) Sylinterin liikenopeutta saadaan säädettyä virtausvastusventtiilillä, jolloin pumpun tuottama ylimääräinen öljy ohjautuu venttiilipöydän varoventtiiliin kautta takaisin tankkilinjaan käyttöpaineesta riippumatta. Mahdollisen väärinkäytön estymiseksi virtausventtiiliin liitetään muhvi, jossa on vain 0,75 mm:n reikä. Muhvin tarkoitus on toimia laitteiston turvana, mikäli laitteenkäyttäjä päättää nostaa laitteiston toimintanopeutta. Liian suuren virtausnopeuden myötä laitteisto muuttuisi epävakaaksi. Mahdolliseen letkurikkoon tulee myös varautua ja laitteiston sylinterin välittömään läheisyyteen asennetaan kaksoislukkoventtiili. Kaksoislukkoventtiilit (lukitsevat molempiin suuntiin) toimivat samalla letkunrikkoventtiileinä. Niiden yhteydessä voi olla kuristin, jonka tarkoitus on hidastaa liikenopeutta. (16, s. 17.) Ilman kaksoislukkoventtiiliä letkurikon sattuessa sylinterin pitovoima katoaisi kokonaan. Pitovoiman kadotessa syntyisi vaaratilanne koneen käyttäjälle ja lähistöllä oleville henkilöille, ja laitteisto todennäköisesti myös vaurioituisi. (16, s. 6.)

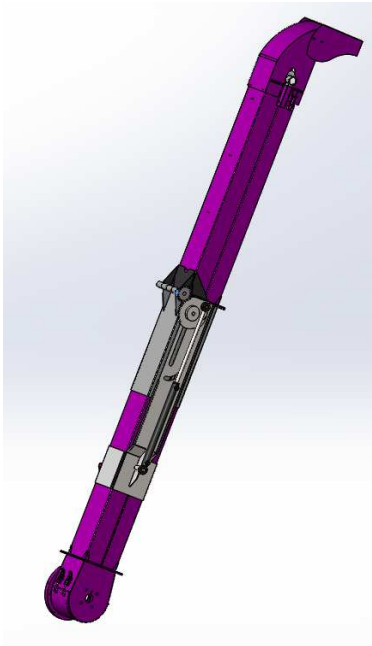
Lähtökohtaisesti laitetta tullaan käyttämään tehtaan useissa eri konetyypeissä ja opinnäytetyön osalta laitteisto piti suunnitella muista hydraulikkakaavioista riippumattomaksi. Alustavasti laadittiin karkeahko hydraulikkakaavio kuvaamaan laitteen toimintaperiaate omana yksikkönä olettaen, ettei laitteessa ole lainkaan muuta hydraulikkaa. Kuvassa 18 on esitetty alustava suunnitelma toteutettavasta hydraulikkakaaviosta.



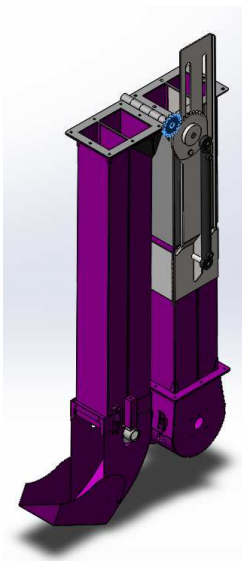
KUVA 18. Hydraulikkakaavio.

6 KOKOONPANOKUVAT

Kokoonpanon hahmotelmat ja valmistuskuvat toteutettiin Solidworks 3d suunnitteluohjelmalla. Ohjelmiston käyttäminen mahdollisti suunnitteluvaiheessa osien mallintamisen ja niiden yhteensopivuuden tarkastelun. Mallinnuksella oli merkittävä rooli valmistukselle, sillä osia pystyttiin millimetrin tarkkuudella sovittamaan ja samalla mahdollisia valmistusteknisiä virheitä pystyttiin karsimaan. Kuvista 19 ja 20 käyvät ilmi opinnäytetyön muutosalueet.

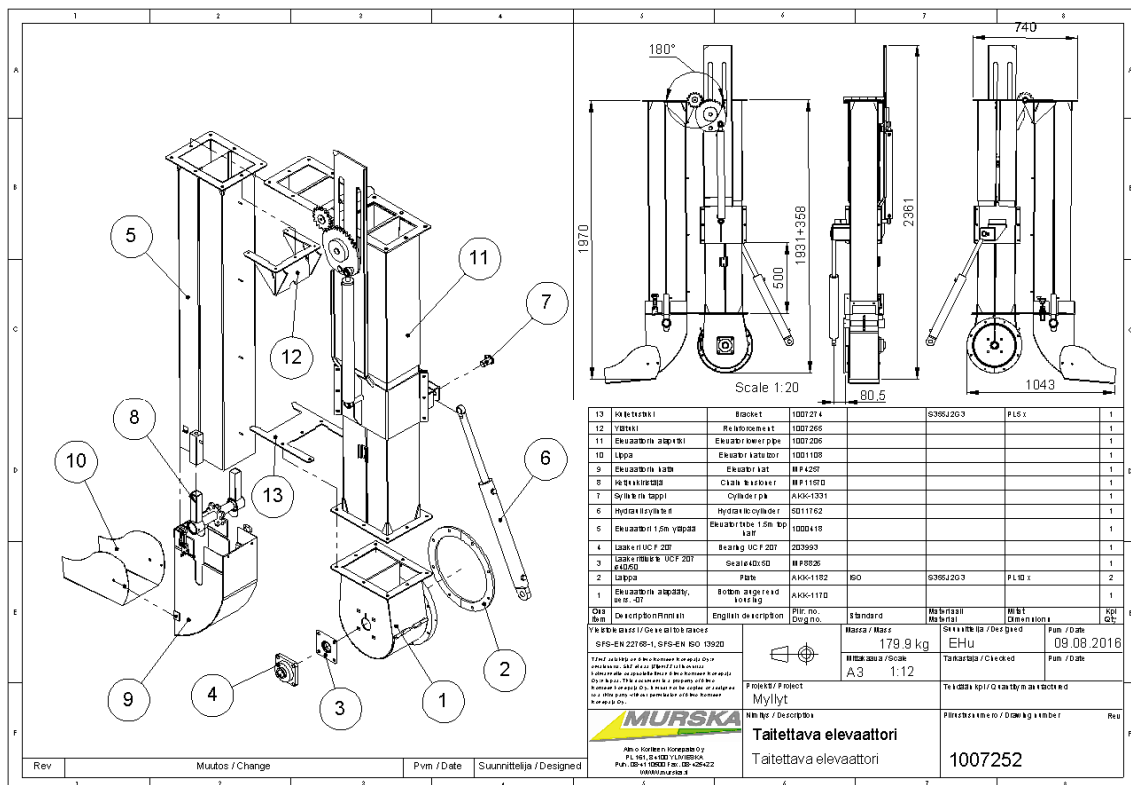


KUVA 19. Kolakuljetin käyttöasennossa.

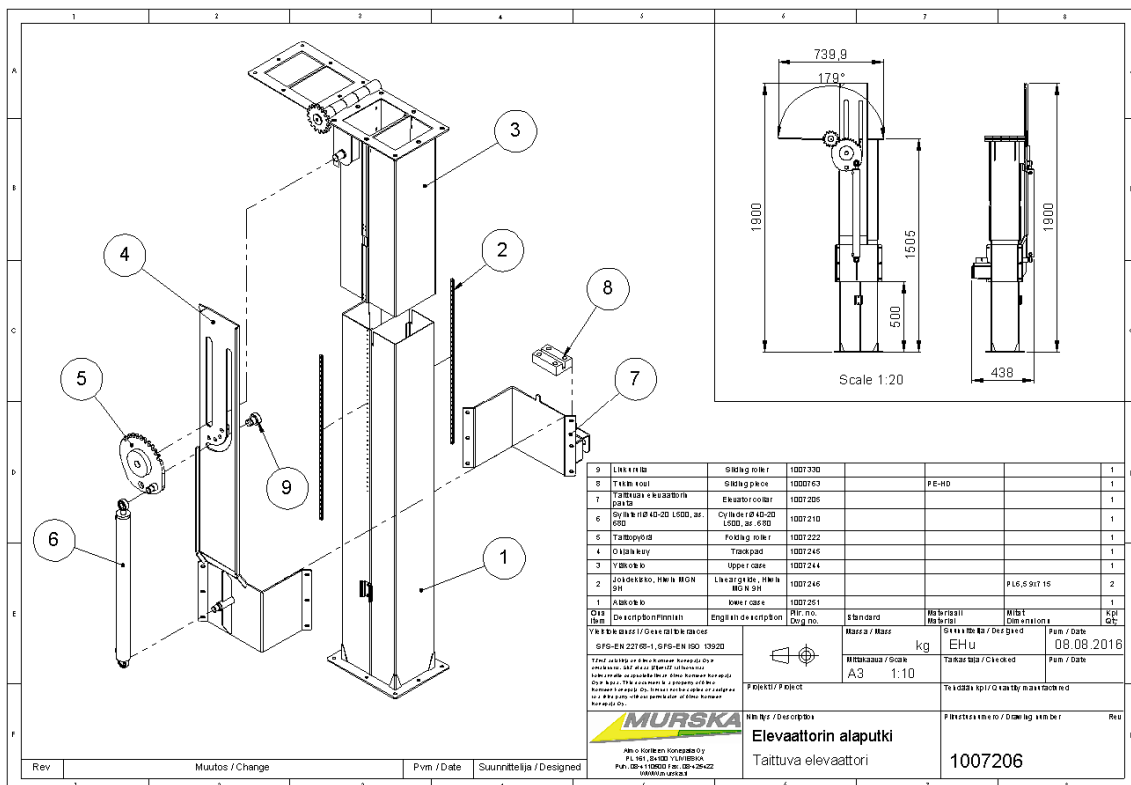


KUVA 20. Kuljetin taitettuna kuljetusasentoon.

Ohjelmistolla laadittiin myös valmistuspiirustukset. Kuvat 21 ja 22 esittävät kokoonpanopiirustuksia.

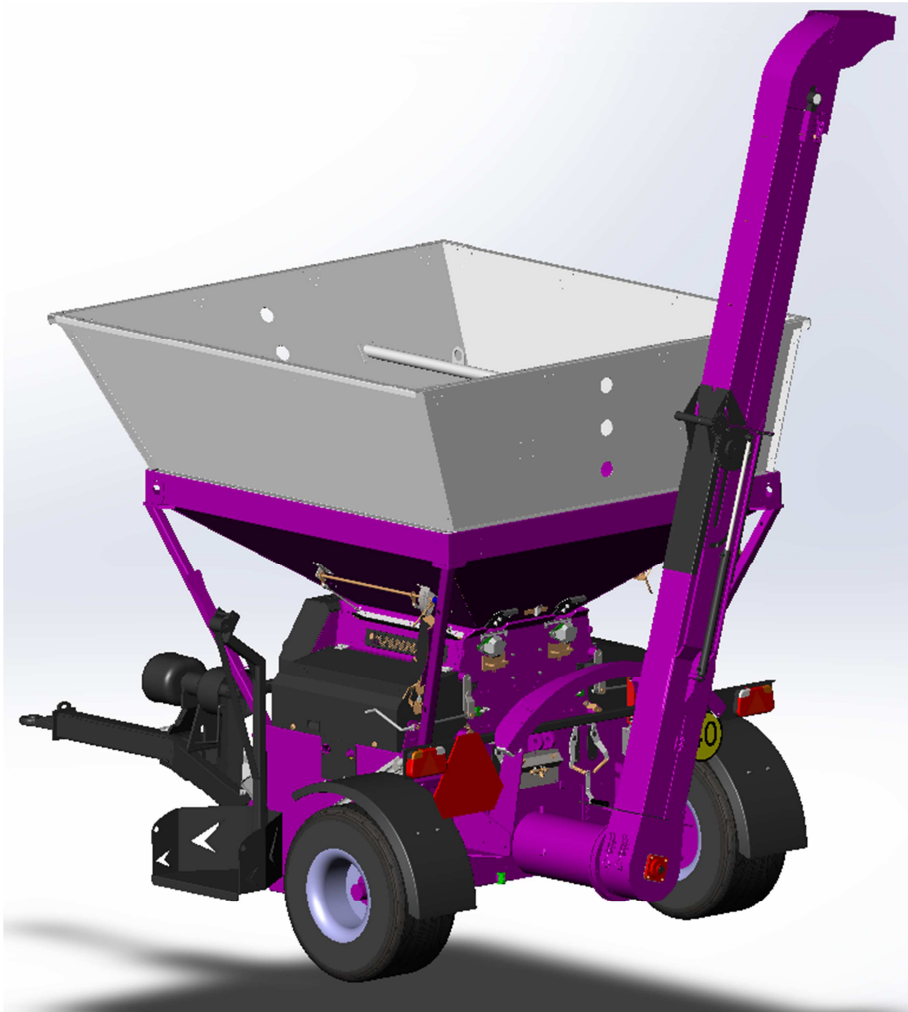


KUVA 21. Taitettava elevaattori.



KUVA 22. Elevaattorin alaputki.

Kuvassa 23 on esitetty mallinnusvaiheen lopputulos Murska -myllyssä.



KUVA 23. 3D-malli taitettavasta kuljettimesta Murska – myllyssä.

7 PROTOTYYPIN VALMISTUS

Prototyypin valmistus alkoi elokuussa 2016. Valmistusvaiheessa suurimpana kysymyksenä oli ketjun käyttäytyminen, sillä sitä ei pystytty mallinnusohjelmiston avulla todentamaan. Kolakuljetin kasattiin asteittain. Ensimmäisenä valmistettiin piirustuksien mukaiset komponentit. Valmiiden osien jälkeen tuotannosta otettiin sivuun Murska 700HD-myllymalli, joka toimi testausalustana. Nykyisin tehtaan kaikissa koneissa on käytössä samanlainen elevaattori, joten testausalusta valittiin satunnaisesti. Kuljettimen hydraulikkaa testattiin ensimmäisen kerran ilman yläosaa (kuva 24). Seuraavaksi kuljetinta kokeiltiin ilman ketjua (kuva 25). Kuvassa 26 kolakuljettimessa on myös ketju paikoillaan käyttöasennossa.



KUVAT 24, 25 ja 26. Prototyypinvalmistus ja kokeilu elokuussa 2016.

Ketjun käyttäytymistä testattiin pyörittämällä kuljetinta taitosten välissä. Jokaisen taitoksen jälkeen ketju ohjautui odotusten mukaisesti paikoilleen kuljettimen hammaspyörille. Testausvaiheen loppupuolella kuljettimen yläosaan asennettiin "hattu" paikoilleen lisämassan kanssa. Lisämassalla haluttiin varmistaa, ettei laskelmien mukainen sylinteri jää alitehoiseksi. Testausvaiheessa pyrittiin myös löytämään mahdollisia heikkouksia. Pyrittäessä satunnaisesti 180° taitokseen, ketju tarttui viljaa kuljettavista lapuistaan kiinni rakenteisiin estäen taitoksen viimeisimmät asteet. Tuolloin ketjuun kohdistui hyvin suuri vetorasitus.

Kolakuljettimen käyttöasennon kaltevuutta voidaan muuttaa, joten testausvaiheessa myös kuljetimen rakenteen taittuvuutta testattiin eri käyttöasennon mahdollisista kaltevuuksista. Yhdellä kokeilukerralla saranakohdan väliin jäi ketjulappu. Ketjulapun materiaali on kumia, joten lapun väliin jäämisestä ei aiheutunut vauriota. Ketjulapun väliin jäädessä kuljetin ei palaudu täysin käyttöasentoon vaan jää välissä olevan kappaleen verran saranakohdasta auki. Tuolloin koneenkäytäjän tulee taittaa kuljetinta hieman raolleen, jotta voi ohjata välissä olevan kumilapun pois taitoksesta. Kuljetin oli asetettu ketjulapun väliin jäädessä sellaiseen kulmaan että tilanne oli odotettavissa. Testausvaiheessa halusimme nähdä onko kumilapun väliin saaminen mahdollista ja minkälaiset vaikutukset sillä on kokonaisuuteen.

8 YHTEENVETO

Opinnäytetyössä taittuvan kolakuljettimen toiminta suunniteltiin alustavasti korvaamaan nykyinen 3 m kuljetin. Laskelmissa huomioitiin 1,5 m:n pituudella olevan yläosan kuljettimen kotelorakenteen taittaminen. Kolakuljettimen pituutta voidaan jatkossa kasvattaa lisäputkella (ks. kuva 2), jolloin teleskooppiliitos siirtyy ylemmäksi kuljettimessa. Taittuvan kuljettimen ansiosta tieliikennevalmius saavutetaan nopealla toimenpiteellä, eivätkä ilmassa kulkevat sähkö- ja voimalinjat aiheuta ongelmia pidennetylle kuljetinmallille. Maailmalla myytävien koneiden tulee olla turvallisia ja niiden käyttämisessä ei saa syntyä vaaratilanteita. Lisäksi Euroopan alueella myytävien koneiden tulee olla CE -merkittyjä. Koneen lisälaitteen suunnittelussa huomioitiin konedirektiivin asettamia ehtoja CE -merkin ja vaatimuksenmukaisuuden täyttymiselle (LIITE 2). Opinnäytetyön tavoitteena oli valmistaa prototyyppi, jonka valmistamisen jälkeen tehdas päättää, tuleeko tuotteesta koneisiin valmistettava lisälaite.

Prototyypin valmistuksen jälkeen havaittiin, että mekanismiin pitää tehdä vielä muutoksia ennen kuljettimen markkinoille saattamista. Koekäytön yhteydessä havaittiin mahdollisia ongelmakohtia, jotka voivat lyhentää merkittävästi laitteiston käyttöikää. Suunnitelmissa lasketut lineaarijohteet kestävät laitteiston massan, mutta mahdollista hapon aiheuttama syöpymistä ei ole huomioitu. Laakerit ovat kooltaan erityisen pienet ja voivat vaurioitua hapon vaikutuksesta käyttökelttomiksi jo lyhyen käytön jälkeen. Johteiden osalta voidaan joutua miettimään toisenlaista valmistusratkaisua. Prototyypin valmistuksen jälkeen pystyttiin havainnoimaan laitteiston käyttäytymistä luonnollisissa olosuhteissa, sillä mm. ketjun käyttäytymistä ei tietokoneella suunniteltaessa pystytty todentamaan. Laitteiston liikenopeutta saatiin rajoitettua riittävästi eikä stick-slip-ilmiötä juurikaan esiintynyt. Muutoksen jälkeen kuljetin voidaan jatkossa kasata tehtaalla valmiiksi, kun aiemmin kuljetusteknisistä syistä se on jouduttu jättämään maahantuojiin, jälleenmyyjän tai asiakkaan tehtäväksi.

9 KEHITYSEHDOTUKSET

Kuljettimen linjalaakerointi kestää nykyisen kolakuljettimen rakenteesta johtuvat rasitukset. Laakereiden käyttöolosuhteita ei ole otettu laskelmissa huomioon, mikä tarkoittaa, että likaisissa olosuhteissa ja syövyttävän aiv-hapon vaikutuksesta laakerin käyttöikä voi lyhentyä merkittävästi jo lyhyen käyttöajan jälkeen. Suositeltavaa onkin vaihtaa suunnitelmien mukaisten laakereiden tilalle kovamuovit, jotka kulkisivat kiskojen kaltaisella rakenteella. Kovamuovi soveltuu paremmin käytettäväksi likaisissa ja syövyttävissä olosuhteissa. Samoin niiden valmistaminen tulee edullisemmaksi kuin prototyypissä käytetyt laakerit. Alkuaan taitos suunniteltiin kokonaiselle 180°:n taitokselle. Kuitenkin prototyypin testausvaiheessa huomattiin ketjun satunnaisesti takertuvan taitoksen loppuvaiheessa. Ketjun jäädessä rakenteisiin kiinni kohdistui siihen suuri rasitus, joka pahimmassa tapauksessa voi vaurioittaa ketjua tai kuljettimen rakennetta. Taitoksen suuruutta ei tarvitse rakenteellisesti lähteä rajoittamaan, vaan muuttamalla kuljetustukea erilaiseksi saadaan kulmaa rajoitettua ja samalla varmistettua tukeva yhdistyminen kuljetustuen ja rakenteen välille.

LÄHTEET

1. Aimo Kortteen Konepaja Oy, Saatavissa: <http://www.murska.fi/>. Hakupäivä 11.8.2016
2. Pokkinen, Paavo – Tiainen, Risto 1989. Maatalouden koneoppi 2. Helsinki: Kirjayhtymä.
3. Inkonen, Pentti - Tuohi, Jukka 2012. Momentti 1. Insinöörfysiikka. Keuruu: Otavan Kirjapaino Oy
4. Mäkelä, Mikko - Soininen, Lauri - Tuomala, Seppo - Öistämö, Juhani 2012. Tekniikan kaavasto, 10. painos. Hämeenlinna: Kariston Kirjapaino Oy.
5. Seppo Kivioja 2003. Konetekniikka, kuudes korjattu painos. Helsinki: Hakapaino Oy.
6. Salmi, Tapio 2003. Teknillisen mekaniikan perusteet, 2. painos. Tampere: Klingendahl Paino Oy.
7. Blom, Seppo – Lahtinen, Pekka – Nuutio, Erkki - Pekkola, Kari - Pyy, Seppo - Rautiainen, Hannu – Sampo, Arto - Seppänen, Pekka – Suossara, Eero 2001. Koneenelimet ja mekanismit, 5.painos. Helsinki: Edita Oyj.
8. Valtanen, Esko 2005. Tekniikan taulukkokirja, 13. painos. Jyväskylä: Gummerus Kirjapaino Oy.
9. Björk, Timo - Hautala, Pekka - Huhtala, Kalevi - Kivioja, Seppo - Kleimola, Matti - Lavi, Markku - Martikka, Heikki - Miettinen, Juha - Ranta, Aarno - Rinkinen, Jari - Salonen, Pekka, 2014. Koneenosien suunnittelu, 6.uudistettu painos. Helsinki: Sanoma Pro Oy.
10. Calculs d'engrenages – Présentation, Saatavissa: <http://www.cours-et-exercices.com/2016/04/calculs-dengrenages-presentation.html>. Hakupäivä 24.11.2016
11. SSAB, Erikoisluja rakenneteräs. Saatavissa: http://www.ssab.fi/tuotteet/brandit/strenx/tuotteet/strenx-700#!accordion=mechanical_properties/. Hakupäivä 9.1.2016
12. Kauranne, Heikki – Kajaste, Jyrki – Vilenius, Matti, 2008. Hydraulitekniikka, 1. painos. Helsinki: WSOY Oppimateriaalit Oy.
13. Oy Lind-Tec Hydro Ab. Hydrauliiikkasyylinterit. Saatavissa: <http://www.hydrauliikkakauppa.fi/hydraulisyylinteri-4020500-ge20-p-814.html>. Hakupäivä 8.9.2016
14. Movetec Oy. Kuulajohteet, Hiwin. Saatavissa: <http://www.movetec.fi/fin/tuotteet-mekaaninen/lineaarijohteet/kuulajohteet-hiwin>. Hakupäivä 11.8.2016
15. Keinänen, Toimi – Kärkkäinen, Pentti, 2009. Automaatiojärjestelmien hydraulikka ja pneumatiikka. Helsinki: WSOYpro Oy.

16. Nysand, Matts, MTT 2007, Letkurikkoventtiilit maatalouskoneissa. Saatavissa:
<http://www.mtt.fi/mtts/pdf/mtts138.pdf>. Hakupäivä 28.09.2016
17. Kivistö-Rahnasto, Jouni – Mattila, Markku – Ala-Risku, Mervi 1997. Koneturvallisuus ja EU:n konedirektiivi. saarijärvi: Gummerus Kirjapaino Oy.
18. Siirilä, Tapio 2008. Koneturvallisuus EU-määräysten mukainen koneiden turvallisuus, 2. uudistettu painos. Keuruu: Otavan Kirjapaino Oy.

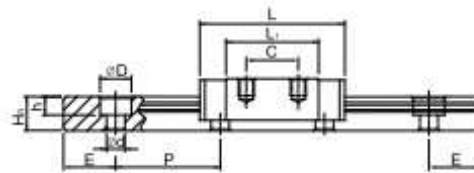
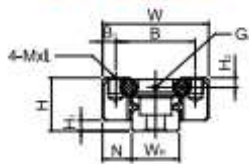
LIITTEET

Liite 1. Hiwin linear guide

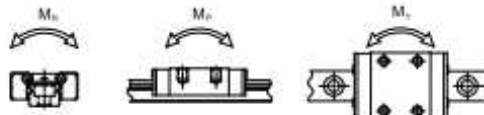
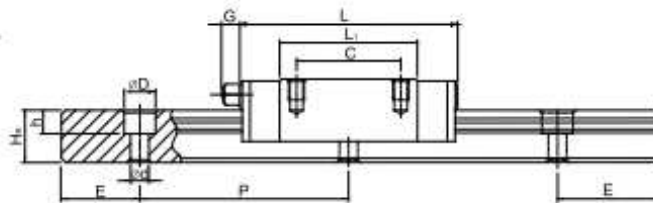
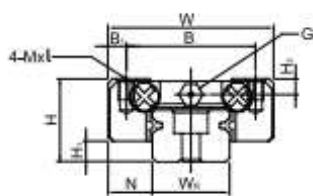
Liite 2. Vaatimusten mukaisuuden varmistaminen

Linear Guideways**MG Series****2-3-12 Dimensions for MGN/MGW Series****(1) MGN-C / MGN-H**

MGN7, MGN9, MGN12



MGN15



Model No.	Dimensions of Assembly (mm)				Dimensions of Block (mm)										Dimensions of Rail (mm)										Mounting Bolt for Rail	Basic Dynamic Load Rating	Basic Static Load Rating	Static Rated Moment			Weight	
	H	H ₁	N	W	B	B ₁	C	L ₁	L	G	G ₁	MxL	H ₂	W ₂	H ₃	D	h	d	P	E	C (kN)	C ₀ (kN)	M _{xx} N-m	M _{yy} N-m				M _{zz} N-m	Block kg	Rail kg/m		
MGN 7C	8	1.5	5	17	12	2.5	8	13.5	22.5	-	Ø1.2	M2x2.5	1.5	7	4.8	4.2	2.3	2.4	15	5		M2x6	0.98	1.24	4.70	2.64	2.64	0.018		0.22		
MGN 7H							13	21.8	38.8														1.37	1.96	7.64	4.80	4.80	0.015				
MGN 9C	10	2	5.5	20	15	2.5	10	18.9	28.9	-	Ø1.4	M3x3	1.8	9	6.5	6	3.5	3.5	20	7.5		M3x8	1.86	2.55	11.76	7.35	7.35	0.016		0.38		
MGN 9H							16	29.9	39.9														2.55	4.02	19.60	18.62	18.62	0.026				
MGN 12C	13	3	7.5	27	20	3.5	15	21.7	34.7	-	Ø2	M3x3.5	2.5	12	8	6	4.5	3.5	25	10		M3x8	2.84	3.92	25.48	13.72	13.72	0.034		0.65		
MGN 12H							20	32.4	45.4														3.72	5.88	38.22	36.26	36.26	0.054				
MGN 15C	16	4	8.5	32	25	3.5	20	26.7	42.1	4.5	M3	M3x4	3	15	10	6	4.5	3.5	40	15		M3x10	4.61	5.59	45.08	21.56	21.56	0.059		1.84		
MGN 15H							25	43.4	58.8														6.37	9.11	73.50	57.82	57.82	0.092				
Note : 1 kgf = 9.81 N																																

Note : 1 kgf = 9.81 N

1. CE-MERKINTÄ JA VAATIMUSTENMUKAISUUDEN VARMISTAMINEN**1.1. Turvallisuuden suunnittelu**

Koneen suunnittelussa suunnittelija kohtaa toistuvasti turvallisuuteen liittyviä ongelmia. Suunnittelija tunnistaa koneen rakennusvaiheessa useasti vaaratekijöitä. Kaikkia vaaratekijöitä ei kyetä poistamaan, jolloin riskitekijät pyritään minimoimaan. Loput jäljelle jääneet riskit ilmoitetaan koneen käyttäjälle, joka tietoisena koneen vaaroista käyttää laitetta annettujen ohjeiden mukaisesti. Käyttöohjeet ja varoitukset tulee luoda huomioiden sellaiset riskit, joita ei konetta suunniteltaessa kyetty kokonaan poistamaan. Standardin SFS EN 292-1 mukaan suunnittelussa tulisi huomioida koneen turvallisuus kaikissa koneen elinkaaren vaiheissa. (17, s. 79–82.)

Turvallisuus ja koneen ominaisuudet eivät synny itsestään. Suunnitteluprosessi sisältää useita päätöksentekotilanteita. Turvallisuus on myös koneen ominaisuus, joka tulee huomioida päätöksentekotilanteessa. Turvallisuuslainsäädäntö ja turvallisuusstandardit asettavat koneille vaatimuksia ja reunaehtoja. EU-alueella myytävien koneiden tulee olla konedirektiivin mukaisesti valmistettuja. (17, s. 79–82.)

1.2. Konedirektiivi

Konedirektiiviä on alettu käyttää vuodesta 1989 ja se on sittemmin uusittu vuonna 2006. Voimassa olevan konedirektiivin tunnus on 2006/42/EY. Asetus koskettaa vuoden 1994 jälkeen hankittuja koneita ja velvoittaa pääasiassa koneen valmistajia. Konedirektiivi koskettaa liki kaikkia Euroopassa myytäviä koneita. Direktiivin alaisuuteen kuuluvat koneet, jotka toimivat muulla kuin lihasvoimalla ja sisältävät vähintään yhden liikkuvan osan. Päätöstä ei sovelleta koneisiin, joita koskevat erityisdirektiivit. (18, s. 28–29.)

1.3. Vaatimustenmukaisuuden varmistaminen

Koneen valmistajalla on oikeus kiinnittää CE -merkki tuotteeseen, joka täyttää kaikki sitä koskevat vaatimukset. Koneen mukana tulee toimittaa valmistajan allekirjoittama vaatimustenmukaisuustodistus. Dokumentissa kerrotaan, minkä direktiivin ja standardien tai muiden normien mukaisesti vaatimukset täyttyvät. CE -merkki ja vaatimuksenmukaisuustodistus eivät välttämättä takaa koneen turvallisuutta, vaan koneen hankkijan on erikseen tarkastettava laitteisto sellaisella tarkkuudella, ettei mitään olennaista puutu tai jää havaitsematta. (18, s. 28–29.)

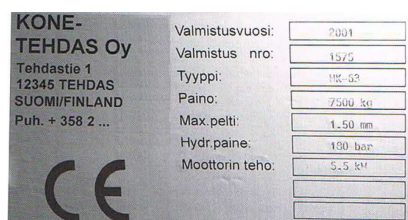
1.4. CE -merkintä

Yleisesti CE -merkki kiinnitetään laitteen konekilpeen samalla tekniikalla kuin yrityksen nimi. Erillinen CE -merkinnällä valmistettu tarra ei käy. CE -merkin sijaan koneelle voidaan käyttää myös liittämiskilpeä, mikäli se tulee yhtenä isompaa kokonaisuutta, johon lopuksi kiinnitetään CE -merkki. Valtioneuvoston koneturvallisuusasetuksissa ei vaadita konekilpeä, mutta koneen tietyt kriteerit tulee selkeästi ilmaista ja yleisesti ne liitetään konekilpeen. Merkinnän tarkoitus on tunnistaa koneita valmistava yritys ja itse tuote.

Koneesta (konekilvestä) on löydettävä seuraavat merkinnät:

- Valmistajan nimi ja osoite (täydellisesti)
- Koneen nimi
- CE -merkintä
- Sarja- tai tyyppimerkintä
- Sarjanumero tai muu koneen yksilöivä tunnus
- Valmistusvuosi

Konekilvessä (KUVA 27) esitetään lisäksi kaikki olennaiset laitekohtaiset tiedot ja turvallista käyttöä koskevat tiedot. Merkintöjen tulee olla helposti luettavia ja pysyviä. Kilven tulee kestää hankausta ja kulutusta, näin ollen tarrojen sijasta tulisi käyttää metallikilpeä. (18, s. 399–400.)



KUVA 27. Konekilpi (18, s.400).

2. Vaarojen tunnistaminen ja riskien arviointi

2.1. Riskien arvioinnin perusteita

Koneiden turvallisuus perustuu vaarojen tunnistamiseen. Valmistajan tulee huolehtia, että laitteen suunnittelun aikana tehdään riskien arviointi. Riskillä tarkoitetaan mahdollisten vaaratekijöiden tunnistamista, joista voi olla vaaraa terveydelle tai turvallisuudelle. Laitetta ja prosesseja arvioitaessa tulee myös huomioida niiden normaalin toiminnan lisäksi myös niiden vikaantuminen ja sen todennäköisyys. Myös koneen käyttäjän ”inhimillisyystekijät” tulee huomioida, mikä tekee käyttäytymisen ennustamisen vaikeaksi.

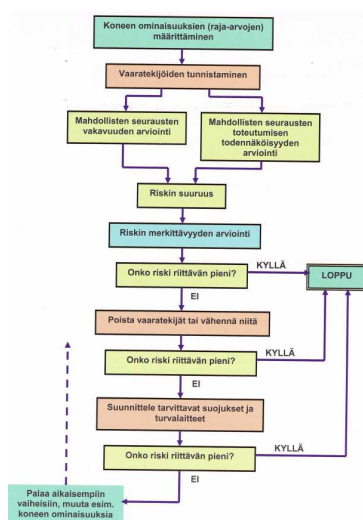
Eurooppalaisen koneturvallisuusajattelun lähtökohtana on vaarojen poistaminen. Pitkäaikainen ja kestävä turvallisuus saadaan vain suunnittelemalla koneet turallisiksi ja varustelemalla koneet suojuksilla ja turvalaitteilla. Koneturvallisuuden standardissa SFS-EN ISO 12 100-1 vaarojen tunnistaminen prosessi kuvataan seuraavasti:

Koneen suunnittelijan on aina seuraavassa järjestyksessä:

- määritettävä koneen raja-arvot ja tarkoitettu käyttö
- tunnistettava vaarat ja niihin liittyvät vaaratilanteet
- arvioitava riskin suuruus kunkin tunnistettavan vaaran ja vaaratilanteen osalta
- arvioitava riskin merkitys ja tehtävä päätökset riskin pienentämisen tarpeesta
- poistettava vaara tai pienennettävä vaaraan liittyvää riskiä suojaustoimenpiteiden avulla.

(18, s. 63–64.)

Sama asia esitetään vuokaaviossa.



VUOKAAVIO. Koneiden riskien hallinnan päävaiheet (18, s. 64).

2.2. Riskin suuruuden ja hyväksyttävyyden arviointi

2.2.1. Riskin luokittelu

”Riskien arviointi perustuu mahdollisten seurausten vakavuuden ja seurausten toteutumisen todennäköisyyden arvioimiseen”. Todennäköisyysarviointiin on tehty taulukoita ja ne ovat saatavilla monista eri tietolähteistä, joiden tarkoitus on auttaa arvioinnin tekijää jakamaan seuraukset ja todennäköisyys eri alueisiin (KUVA 28).

TODENNÄKÖISYYS	SEURAUKSET			
	Vähäiset	Kohtalaiset	Vakavat	Katastrofi
Todennäköinen	Merkittävä riski	Sietämätön riski	Sietämätön riski	Sietämätön riski
Mahdollinen	Kohtalainen riski	Merkittävä riski	Sietämätön riski	Sietämätön riski
Satunnainen	Kohtalainen riski	Kohtalainen riski	Merkittävä riski	Sietämätön riski
Melko epätodennäköinen	Vähäinen riski	Kohtalainen riski	Kohtalainen riski	Merkittävä riski
Epätodennäköinen	Vähäinen riski	Vähäinen riski	Kohtalainen riski	Kohtalainen riski
Äärimmäisen epätodennäköinen	Vähäinen riski	Vähäinen riski	Vähäinen riski	Vähäinen riski

KUVA 28. Toiminnallisen turvallisuuden standardi SFS-EN 61 508-5 (18, s. 96).

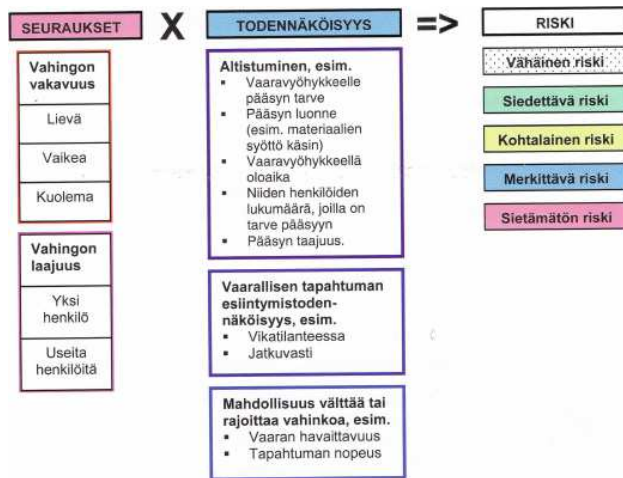
Standardi SFS-EN 61 508-5 jakaa seuraukset 4 tasoon ja todennäköisyyden 6 tasoon. Eri menetelmissä painotetaan eri asioita, kuten Brittiläisen standardin BS 8800 riskin suuruus jaotellaan 5 tasoon.

- Sietämätön riski
- Merkittävä riski
- Kohtalainen riski
- Siedettävä riski
- Vähäinen riski

Riskien arviointiin liittyy aina epävarmuustekijöitä ja arvioijien omia arvostuksia. Ihmisten toiminnan ja virheiden huomioon ottaminen on arvioinnissa hyvin vaikeaa. Näin ollen arviointiin ei kannata käyttää liikaa resursseja, vaan tärkeintä on tunnistaa oikeat vaaratekijät ja huolehtia niiden oikeanlaisesta käsittelystä. Eri riskiarvioinneissa on erilaiset jaotukset seurauksien vakavuuden määrittämiseksi, kuten standardissa SFS-EN ISO 14 121-1 vammojen ja terveyshaittojen vakavuus eli vahingon vakavuus jaetaan kolmeen eri ryhmään:

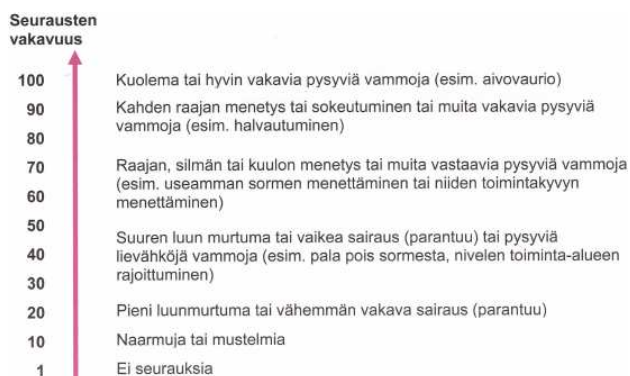
- lievä
- vaikea
- kuolema

Kuvassa 29 on esitetty standardin SFS-EN ISO 14 121-1 seurausten vakavuuteen ja niiden todennäköisyyteen vaikuttavia osatekijöitä.



Kuva 29, Riskien arviointi SFS-EN ISO 14 121-1 mukaan (18, s. 97).

Arvioinnissa otetaan myös huomioon, kohdistuvatko seuraukset yhteen vai useampaan henkilöön. Seuraamukset jaotellaan 11 tasoon. Opastavat tekstit on tarkoituksella jätetty suurpiirteisiksi, sillä arvioinnissa on aina epävarmuustekijöitä. (18, s. 95–98.)



KUVA 30. Seurausten jako 11 tasoon välillä 1-100 (18, s. 98).

2.2.2.Seurausten toteutumisen todennäköisyys

Riskien arviointia käsittelevissä standardeissa SFS-EN ISO 12 100-1 ja SFS-EN ISO 14 121-1 on muutamia yleisperiaatteita, jotka on aina otettava huomioon.

- Mikäli koneessa on vaaratekijä, tulee se ennemmin tai myöhemmin johtamaan vammaan tai terveyshaittaan, ellei vaaraa poisteta tai koneeseen lisätä suojuksia ja turvalaitteita.
- Tapaturmatietojen puuttuminen tai pieni lukumäärä ei vaikuta riskin suuruuteen.
- Koneen käyttäjien koulutukseen, kokemukseen tai kykyihin vetoamalla ei voida välttää tarvittavia teknillisiä turvallisuusratkaisuja.

Tapaturman seuraukset on mahdollista arvioida kohtalaisen tarkasti koneen ominaisuuksien perusteella. Arvioitavan epätoivotun tapahtuman todennäköisyyttä arvioitaessa on otettava huomioon seuraavat yleiset asiat:

- Koneen koko käyttöikä
- Koneen turvallisuuden ja suojauksen perusratkaisut
- Onko tapaturman tai vaaran uhka satunnainen vai kokoajan olemassa
- Ihmisen toiminta
- Miten vaara on havaittavissa
- Vikojen todennäköisyys ja vikojen vaikutukset. (18, s. 99–100.)

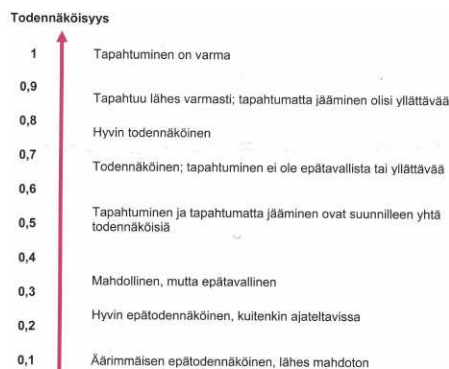
2.2.3. Riskin hyväksyttävyys

Arviointimenetelmissä määritellään taso, jonka alle riskin on oltava. Yleisesti riskit jaetaan viiteen tasoon ja kussakin tasossa on omat tarvittavat toimenpiteet.

RISKITASO		TARVITTAVAT TOIMENPITEET	
Kuvaus	Lukuarvo	Käytössä oleva kone	Uuden koneen suunnittelu
Vähäinen	0,1 ... 5	Ei tarvita toimenpiteitä.	Ei tarvita toimenpiteitä.
Siedettävä	6 ... 15	Konetta voidaan käyttää, seuranta on tarpeen.	Kone voidaan ottaa käyttöön, seuranta on tarpeen.
Kohtalainen	16 ... 28	Konetta voidaan käyttää, korjaukset on suunniteltava ja toteutettava mahdollisimman pian.	Suunnittelua on jatkettava, riski on saatava pienemmäksi.
Merkittävä	29 ... 48	Käytön keskeyttäminen on harkittava. Jos käyttöä jatketaan, korjaukset on aloitettava heti ja niihin on varattava runsaasti resursseja.	Suunnittelua on jatkettava, riski on saatava pienemmäksi.
Sietämätön	49 ... 100	Koneen käyttö on keskeytettävä. Käyttöä saa jatkaa vasta, kun riski on saatu vähintään siedettäväksi.	Suunnittelua on jatkettava, riski on saatava pienemmäksi.

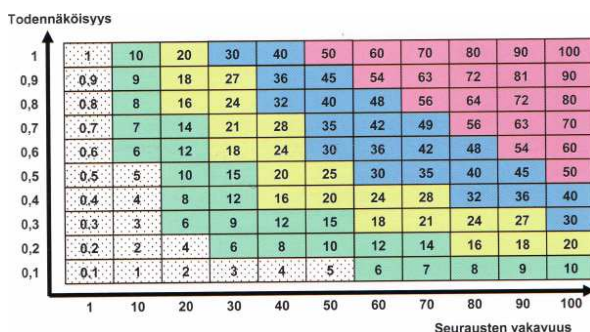
TAULUKKO 3. Tarvittavat toimenpiteet viittä riskitasoa käytettäessä (18, s. 108).

Lukuarvot liittyvät kuvassa 31 esiteltäviin todennäköisyyksiin.



KUVA 31. Todennäköisyyden jakaminen 10 tasoon välillä 0,1-1 (18, s. 108).

Riskin suuruus saadaan kertomalla seurausten vakavuuden ja todennäköisyyden likiarvot keskenään. Kuvan 32 perusteella laitteen toimintaan tulee tarvittaessa tehdä muutoksia.



KUVA 32. Seurausten vakavuus ja niiden toteutumisen todennäköisyys (18, s. 109).

”Vaikka riski arvioitaisiin siedettäväksi tai vähäiseksi, koneisiin jää silti aina jonkin verran riskejä. Nämä jäännösriskit on kirjattava ja ne on esitettävä mm. koneen käyttöohjeessa.” (18, s. 109).

2.2.4.Riskien hallinta

Todettaessa riski liian suureksi tulee koneen ominaisuuksia, suojia tai turvalaitteita muuttaa niin, että riski saadaan poistettua tai pienennettyä riittävästi. Muutoksien jälkeen riskiarviointi on tehtävä uudelleen ja muutoksista tulee myös varmistaa, ettei uusia riskitekijöitä ole muodostunut.

(18, s. 112.)

2.2.5.Riskien arvioinnin dokumentointi

Standardissa SFS-EN ISO 14 121-1 esitetään riskien arvioinnin vähittäisvaatimukset. Riskien arviointi on vaativa ja vakavasti otettava asia koneiden suunnittelussa. Standardin mukaisesti seuraavat tiedot tulee olla dokumentoituna.

- Tiedot koneesta, jolle arviointi on tehty
- Tehdyt oletukset (käyttöikä, kuormitukset, lujuudet, varmuuskertoimet jne.)
- Tunnistetut vaaratekijät, vaaratilanteet ja arvioinnissa huomioon otetut vaaralliset tapahtumat
- Mihin tietoihin riskin arviointi perustuu
- Mitkä tavoitteet on tarkoitus saavuttaa turvallisuustoimenpiteillä
- Valitut turvallisuustoimenpiteet
- Jäljelle jäävät riskit
- Riskin arvioinnin lopputulos
- Riskin arvioinnin kuluessa täytetyt lomakkeet. (18, s. 126.)